

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR
UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

DISEÑO DE UN SISTEMA DE ESTIMACIÓN DEL ÁNGULO DE DERIVA DE UN VEHÍCULO AUTOMÓVIL



INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES
TRABAJO FIN DE GRADO
Junio 2017

AUTOR: JAVIER COLÓN DIEZ

TUTORA: BEATRIZ LÓPEZ BOADA

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECÁNICA

Agradecimientos

Este proyecto supone el final de cuatros años de carrera cargados de experiencias y de personas que quiero recordar.

En un primer lugar me gustaría agradecer a Dña. Beatriz López Boada por depositar en mí su confianza para el desarrollo de este proyecto, por todos los conocimientos transmitidos y por toda su dedicación y ayuda cuando yo lo necesitaba.

En segundo lugar, me gustaría acordarme de mis compañeros, en especial de aquellos con los en las horas de estudio en la biblioteca se hacían más llevaderas, pero no por ello menos productivas. Y no solo por las horas de estudio, sino por todas las experiencias vividas durante estos años.

Y, por último, agradecer a mi familia, que siempre me apoyo y confió en mí, porque sin ellos no habría llegado hasta aquí.

Índice

1.	Introducción	1
1.1.	Introducción	2
1.2.	Objetivos del proyecto	2
1.3.	Estructura del proyecto.....	3
2.	Sistemas de seguridad en un vehículo	5
2.1.	Introducción	6
2.2.	Sistemas de seguridad.....	8
2.2.1.	Sistemas de seguridad activa	8
2.2.2.	Sistemas de seguridad pasiva.....	13
3.	Dinámica lateral	16
3.1.	Introducción	17
3.2.	Circulación en curva	17
3.2.1.	Velocidad límite de derrape	18
3.2.2.	Velocidad límite de vuelco	19
4.	Deriva	22
4.1.	Introducción	23
4.2.	Esfuerzos laterales sobre los neumáticos	24
4.2.1.	Variación de la fuerza transversal de contacto con el ángulo de deriva.....	27
4.2.2.	Factores que afectan al comportamiento lateral del neumático	29
4.3.	Comportamiento lateral del vehículo	31
5.	Sistema ESP	32
5.1.	Introducción	33
5.2.	Funcionamiento	33
5.3.	Elementos que componen el ESP	34
5.3.1.	Sensores	35
5.3.2.	Unidad central de control	35
5.3.3.	Grupo hidráulico.....	35
5.4.	Otros sistemas complementarios al ESP	36
5.5.	Visión de futuro.....	37
6.	Técnicas para medir el ángulo de deriva.....	38
6.1.	Introducción	39
6.2.	Métodos para la estimación del ángulo de deriva	39
7.	Diseño de un observador para el cálculo del ángulo de deriva de un vehículo automóvil.	41

7.1.	Introducción	42
7.2.	Modelo del vehículo	42
7.3.	Diseño de observador tipo Luenberger.....	43
7.4.	Modificación del modelado del vehículo	46
7.5.	Diseño del observador	48
8.	Modelo para la estimación del ángulo de deriva	54
8.1.	Introducción	55
8.2.	Características del vehículo	55
8.3.	Diseño del observador	60
8.4.	Estudio del comportamiento del sistema en Simulink.....	61
8.4.1.	Modelo simple.....	61
8.4.2.	Modelo observador	62
8.5.	Maniobras	63
8.5.1.	Doble cambio de carril a 70 km/h	64
8.5.2.	Doble cambio de carril a 90 km/h	64
8.5.3.	Sine steer o movimiento sinusoidal	65
8.5.4.	Giro de 270 grados a 40 km/h.....	66
8.6.	Conclusiones.....	67
9.	Presupuesto	68
9.1.	Introducción	69
9.2.	Presupuesto general	69
9.2.1.	Presupuesto de personal.....	70
9.2.2.	Presupuesto de equipos.....	70
9.3.	Presupuesto total	71
10.	Conclusiones.....	72
11.	Bibliografía	74
12.	Anexo.....	77
12.1.	Cálculo observador.....	78
12.2.	Modelo simple.....	86
12.3.	Modelo con observador	87

Índice de figuras

Figura 2- 1: Tasas de mortalidad por accidentes de tráfico por cada 100 000 habitantes, por región de la OMS (2013).	7
Figura 2- 2: Frenado ante un obstáculo con y sin sistema ABS.....	9
Figura 2- 3: Control activo de la suspensión. Mercedes.	10
Figura 2- 4: Sistema de iluminación adaptativo.	10
Figura 2- 5: Aviso cambio de carril. Renault.....	11
Figura 2- 6: Asistente de cambio de carril. Bosch.	12
Figura 2- 7: Sistema anti-atropellos. Volvo.	12
Figura 2- 8: Control adaptativo de velocidad de cruce. Audi.	13
Figura 2- 9: Airbag de cortina. Volvo.....	14
Figura 2- 10: Estructura de la carrocería y materiales empleados. Audi.	15
Figura 3- 1: Modelo bidimensional para el cálculo aproximado de las velocidades límite de vuelco y de derrape.....	18
Figura 4- 1: Movimientos en un vehículo y sistema de referencia.	23
Figura 4- 2: Modelo plano de vehículo de cuatro ruedas.	24
Figura 4- 3: Modelo de bicicleta.....	24
Figura 4- 4: Esquema del comportamiento del neumático sometido a esfuerzos laterales.	25
Figura 4- 5: Deformación de un neumático debido a fuerzas laterales.	25
Figura 4- 6: Deformación de la banda de rodadura de un neumático debido a esfuerzos laterales.....	26
Figura 4- 7: Deformación y deslizamiento lateral en la huella de contacto entre neumático y suelo	27
Figura 4- 8: Fuerza lateral en función del ángulo de deriva.....	28
Figura 4- 9: Diferencias entre la deformación debida a esfuerzos laterales en neumáticos radiales y diagonales.	29
Figura 4- 10: Variación del coeficiente de deriva con la carga normal.	30
Figura 4- 11: Carácter virador de un vehículo automóvil.....	31
Figura 5- 1: Situación de subviraje	34
Figura 5- 2: Situación de sobreviraje.....	34
Figura 5- 3: Sistema ESP. Bosch.....	35
Figura 7- 1: Esquema del sistema de dos grados de libertad.....	42
Figura 8- 1: Vehículo seleccionado para la simulación	56
Figura 8- 2: Características dimensionales del vehículo.	56
Figura 8- 3: Información referida al eje delantero.	57
Figura 8- 4: Información referida al eje trasero.	57
Figura 8- 5: Información referida a los neumáticos.	58

Figura 8- 6: Curvas de rigidez a deriva para distintos valores de carga vertical aplicada.	58
Figura 8- 7: Curvas de rigidez a deriva y tabla de valores de F_y para cada ángulo y condiciones de carga.	59
Figura 8- 8: Modelos para el estudio del ángulo de deriva y la velocidad de guiñada en Simulink.	61
Figura 8- 9: Variables extraídas de TruckSim.	63
Figura 8- 10: Ángulo de deriva para doble cambio de carril a 70 km/h.	64
Figura 8- 11: Velocidad de guiñada para doble cambio de carril a 70 km/h.	64
Figura 8- 12: Ángulo de deriva para doble cambio de carril a 90 km/h.	65
Figura 8- 13: Velocidad de guiñada para doble cambio de carril a 90 km/h.	65
Figura 8- 14: Ángulo de deriva para movimiento sinusoidal a 50 km/h.	65
Figura 8- 15: Velocidad de guiñada para movimiento sinusoidal a 50 km/h.	66
Figura 8- 16: Ángulo de deriva para giro de 270° a 40 km/h.	66
Figura 8- 17: Velocidad de guiñada para giro de 270° a 40 km/h.	66
Figura 12- 1: Función Matlab modelo simple en Simulink.	86
Figura 12- 2: Función Matlab modelo observador en Simulink.	87

Índice de tablas

Tabla 1: Variables modelo TruckSim	60
Tabla 2: Costes de personal.	70
Tabla 3: Costes de equipos.....	70
Tabla 4: Presupuesto total.	71
Tabla 5: Variables diseño observador.	78

1. Introducción

1.1. Introducción

Durante las últimas décadas el vehículo automóvil se ha convertido en el medio de transporte privado por excelencia. El aumento del número de automóviles en circulación ha venido acompañado de una serie de problemas entre los que destacan el impacto medioambiental debido a las emisiones de gases a la atmósfera, y el ascenso de la mortalidad debida a los accidentes de tráfico hasta llegar al punto convertirse en una de las primeras causas de mortalidad a nivel mundial.

Son numerosos y constantes los avances que se están produciendo en el sector automovilístico, que cuentan cada vez con un mayor número de sistemas electrónicos e informáticos. La sensibilización de la sociedad con el problema de la mortalidad al volante ha impulsado la investigación e inversión, cada vez mayor, en los sistemas de seguridad a bordo del vehículo.

Actualmente los automóviles cuentan con un gran número de sistemas de seguridad que buscan proteger y prevenir a los ocupantes de los daños derivados de los accidentes de tráfico. Destacan entre ellos los sistemas de control de estabilidad, que son capaces de actuar de manera autónoma modificando la trayectoria del vehículo, y de este modo corregir los errores cometidos por el conductor. No obstante, debido a su complejidad, el correcto funcionamiento de estos sistemas implica entender en profundidad la dinámica del vehículo para poder recoger los parámetros necesarios para mejorar la estabilidad en todo tipo de situaciones, y saber cómo actuar para garantizarla.

Está demostrada la efectividad de estos sistemas por su impacto positivo en el número de accidentes de tráfico y es por ello que, cada vez, el empeño en mejorarlos es mayor. Uno de los parámetros clave para entender el comportamiento lateral del vehículo es el ángulo de deriva o ángulo beta, que es el que forma el eje longitudinal del vehículo con su dirección de desplazamiento. La dificultad de estimar este parámetro ha dado lugar a muchas investigaciones de diversos autores sobre métodos para su cálculo, y en este proyecto se propondrá un método basado el diseño de un observador para su estimación.

1.2. Objetivos del proyecto

Entre los objetivos de este proyecto está, en un primer lugar, entender el comportamiento lateral del vehículo, profundizando en el fenómeno de deriva, estudiando el origen de este y analizar las variables de las que depende.

Por otra parte, se revisarán los principales sistemas de seguridad presentes en los vehículos automóviles, haciendo especial hincapié en el sistema ESP ya que es este sistema el que se pretende mejorar mediante la estimación del ángulo de deriva.

Después de hacer una breve mención a las técnicas empleadas por distintos autores para la estimación del parámetro beta, se planteará un método

que se implementará en software Matlab, y cuyo funcionamiento se comprobará más tarde mediante la simulación de una serie de maniobras con el software Trucksim.

Se comprobará la efectividad de este método y se reflexionará sobre las posibles mejoras que se puedan realizar para ajustar la estimación de manera más precisa a la realidad, y sobre la visión de futuro de estas técnicas para la mejora de la estabilidad y la seguridad de los vehículos automóviles.

1.3. Estructura del proyecto

El presente proyecto se divide en una serie de capítulos de los cuales se hará una breve descripción a continuación.

En el Capítulo 1 se hará una presentación de las líneas generales sobre las que tratará el proyecto y se mencionarán los objetivos del mismo.

En el Capítulo 2 se introducirá el problema de la mortalidad por causa de accidentes de tráfico y se mencionarán los principales sistemas de seguridad que incorporan los vehículos automóviles, así como las nuevas tecnologías en el ámbito de la seguridad que ya se empiezan a implantar.

En el Capítulo 3 se estudia brevemente la dinámica lateral del vehículo, necesaria para conocer y predecir las situaciones de mayor riesgo de sufrir un accidente.

En el Capítulo 4 se presenta el sistema de control de estabilidad, su funcionamiento y su importancia como sistema de seguridad a bordo de un vehículo automóvil.

En el Capítulo 5 se explica el fenómeno de deriva en un vehículo automóvil, y más concretamente el ángulo de deriva. Se analizará su significado físico y el origen de este fenómeno. Este parámetro será fundamental para el diseño y la mejora de los sistemas ESP.

En el Capítulo 6 se hará un repaso en líneas generales de las principales técnicas empleadas por los autores para el cálculo del ángulo de deriva.

En el Capítulo 7 se propondrá, como eje central de este proyecto, un sistema para el cálculo del ángulo de deriva basado en el diseño de un observador cuyo cálculo de explicará detalladamente en este capítulo.

En el Capítulo 8 se mostrará el procedimiento empleado para la estimación del ángulo de deriva, mencionando el software empleado para el diseño del observador y la simulación del sistema propuesto, que en este caso será Matlab y TruckSim. Se indicarán las pruebas realizadas en TruckSim y los resultados obtenidos.

En el Capítulo 9 se hará el presupuesto para este proyecto.

En el Capítulo 10 se plasmarán las conclusiones después de los resultados obtenidos y se plantearán posibles estudios para realizar en un futuro.

En el Capítulo 11 se presenta la bibliografía que se ha empleado para el desarrollo de este proyecto.

En el Capítulo 12 se muestra el código implementado en Matlab para el diseño del observador y para la estimación del ángulo de deriva con el sistema propuesto.

2. Sistemas de seguridad en un vehículo

2.1. Introducción

En la Asamblea General de las Naciones Unidas, celebrada en septiembre de 2015, los jefes de estado fijaron como meta, dentro de la Agenda para el Desarrollo Sostenible, reducir hasta la mitad el número de muertes y traumatismos causados por accidentes de tráfico de aquí a 2020 [1]. El hecho de fijar esta meta es muestra del, cada vez mayor, reconocimiento del precio que acarrearán los accidentes de tráfico.

Los accidentes de tráfico son una de las causas más importantes de mortalidad a nivel mundial, y la primera causa de muerte entre personas de entre 15 y 29 años de edad. Además de esto, se reconoce la elevada carga económica que supone para los estados y las familias, y por tanto su implicación en los programas de desarrollo que se abordan en esta agenda.

Esta meta, además, se justifica en la base empírica de que las medidas que hasta ahora se han aplicado en el ámbito de la seguridad vial han logrado, con éxito, reducir el número de víctimas mortales en carretera. La extensión de estas medidas a nivel mundial alienta la esperanza de reducir el número de víctimas y los daños ocasionados por los accidentes de tráfico.

Por otra parte, se pidió a la Organización Mundial de la Salud que se hiciese un seguimiento de situación mundial de la seguridad vial, buscando las deficiencias con el fin de persuadir a los países de tomar conciencia de la necesidad de actuar con agilidad y eficacia.

Se calcula que entre los años 2010 y 2013, la población mundial ha aumentado un 4%, y los vehículos de motor en circulación un 16%. En contra de lo que se podría pensar, el número de muertes debidas a accidentes de tráfico se ha estabilizado a causa de las medidas puestas en práctica durante estos años. No obstante, hay que profundizar en estas estadísticas para comprender la situación real de la seguridad vial a nivel mundial.

En el presente informe se indica, que de los países que han aumentado su mortalidad a causa de accidentes de tráfico, el 84% lo conforman países de ingresos medios y bajos, y de los países, solo el 54% ha logrado reducir el número de muertes. Es llamativo el hecho de que el 90% de las muertes a causa de accidentes de tráfico tengan lugar en países de ingresos medios y bajos, donde la tasa de mortalidad llega a duplicarse respecto de los países de ingresos altos, pese a solo agrupar el 54% de los vehículos de motor de todo el mundo.

Destaca la región de África, donde se registra la mayor tasa de mortalidad debida a accidentes de tráfico a nivel mundial. Por otro lado, las menores tasas de mortalidad se registran en la región de Europa, sobre todo en países de altos ingresos, donde resalta el aumento de la motorización. Es en estos países donde más hincapié se está haciendo en la puesta en práctica de medidas para reducir el problema de la mortalidad por accidentes de tránsito.

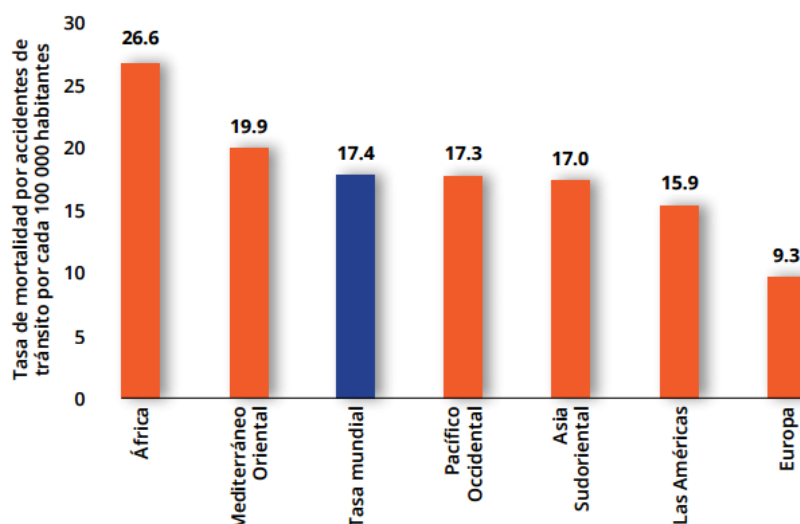


Figura 2- 1: Tasas de mortalidad por accidentes de tráfico por cada 100 000 habitantes, por región de la OMS (2013).

El aumento del número de vehículos de motor en circulación ha alcanzado un máximo histórico, donde en 2014 se data de 67 millones de vehículos nuevos en circulación.

Los sistemas de seguridad en los vehículos son clave para reducir el número de siniestros, y por tanto el número de muertes y traumatismos al volante. Los requisitos reglamentarios y los avances en los sistemas de seguridad han hecho que, durante las tres últimas décadas, los vehículos sean cada vez más seguros en los países de ingresos altos. Por otra parte, en los países con menores ingresos y con economías emergentes, donde la motorización se está produciendo a un ritmo más elevado, es preciso implantar una serie de normas mínimas de seguridad en los vehículos, ya que es precisamente en estos países donde se encuentran las tasas de mortalidad mayores a causa de accidentes de tráfico.

Causa de la distinta regulación entre países, los fabricantes de vehículos pueden vender a países menos restrictivos, modelos antiguos o que no cumplan las restricciones propias de los países que estén bien regulados. Ejemplo de ello es que, para un mismo modelo de vehículo, dependiendo del país donde se comercialice, puede incluir o no el sistema de control de estabilidad (ESP), en caso de que un país no aplique la normativa correspondiente a estos sistemas.

En junio de 1952 se creó el Foro Mundial para la Armonización de la Reglamentación sobre Vehículos. Este es un grupo de la División de Transporte Sostenible de la comisión económica de las Naciones Unidas para Europa que se encarga de unificar el reglamento para el diseño de vehículos y facilitar el comercio internacional. Es aquí donde se abordan las regulaciones en cuanto a eficiencia energética, seguridad del vehículo y la protección del medio ambiente.

No obstante, estos requerimientos para la homologación de los vehículos no son adoptados en todos los países. Destaca el hecho de que solo el 27% de los países cumplan la normativa establecida para el test de impacto frontal, y que

solo el 26% lo hagan para el test de impacto lateral. Por ello, es necesario que los gobiernos se comprometan a que los vehículos producidos dentro de sus fronteras cumplan estas normativas, ya que tienen la responsabilidad de que los ciudadanos accedan a vehículos con unas mínimas garantías de seguridad.

2.2. Sistemas de seguridad

Son numerosos los sistemas incorporados en un vehículo automóvil para garantizar la seguridad de los ocupantes. A continuación, se hará una clasificación entre sistemas de seguridad activa y sistemas de seguridad pasiva.

2.2.1. Sistemas de seguridad activa

Los sistemas de seguridad activa son aquellos que tienen como finalidad evitar, en la medida en que sea posible, que se produzca un accidente. Entre ellos cabe destacar los siguientes:

2.2.1.1. Sistema de frenos:

La función del sistema de frenos es reducir la velocidad del vehículo progresivamente, y mantenerlo inmóvil cuando se encuentre parado. Los sistemas de freno de un vehículo están formados por circuitos independientes para que, en caso de fallar alguno de ellos, el resto pueda actuar con normalidad.

El sistema ABS:

Durante una frenada, en condiciones en las que la adherencia entre el neumático y la calzada es muy baja, el esfuerzo que los frenos aplican a una o varias ruedas puede llegar a superar el máximo esfuerzo adherente disponible, y de este modo producirse el bloqueo de las ruedas.

Cuando una rueda se bloquea, la adherencia lateral se hace prácticamente nula, y ante una sollicitación de un esfuerzo lateral suficientemente grande, puede producirse un deslizamiento de las ruedas bloqueadas en esa dirección, que desemboca, generalmente, en la pérdida del control sobre la dirección del vehículo cuando esto sucede en las ruedas traseras, y en una pérdida de estabilidad cuando esto ocurre sobre las ruedas delanteras.

En el caso en el que se presenten asimetrías en cuanto a la adherencia disponible en la calzada en las zonas de contacto de las ruedas de cada lado del vehículo, ante una frenada severa, podría producirse el bloqueo de las ruedas del lado en el que la adherencia disponible sea menor. Esto generaría un momento de guiñada que afectaría al control direccional y la estabilidad del vehículo. Del mismo modo que la adherencia disponible en la calzada, afectaría un reparto de peso desigual en cada lado del vehículo.

Además de estos efectos referidos al comportamiento lateral, cabe señalar que se reduce la adherencia en la dirección longitudinal del neumático, con lo que se aumenta la distancia de frenado.

El sistema ABS detecta el momento en el que se inicia el bloqueo en las ruedas controladas, o se dan las condiciones para que se produzca. Actúa sobre el sistema de frenos del vehículo regulando la presión del fluido que acciona los dispositivos de frenado sobre las ruedas que se encuentren en situación de bloqueo. Del mismo modo esta actuación desaparece cuando la condición de adherencia haga que el riesgo de bloqueo desaparezca.

De este modo contribuye a la seguridad activa del vehículo porque mejora el control direccional, la estabilidad y reduce la distancia de frenada.

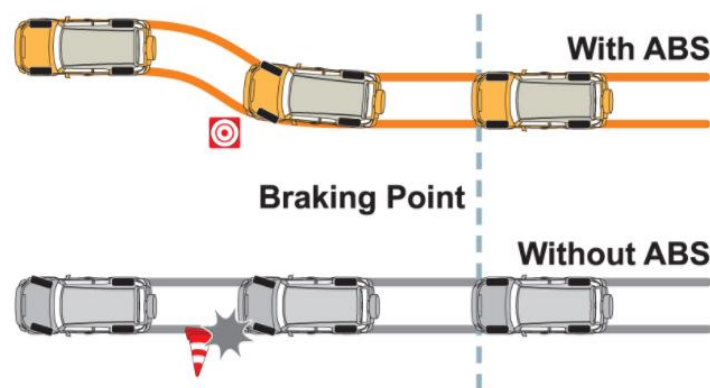


Figura 2- 2: Frenado ante un obstáculo con y sin sistema ABS.

2.2.1.2. Sistema de suspensión:

La suspensión de un vehículo es el conjunto de elementos elásticos cuya misión es absorber las irregularidades del terreno, garantizar el guiado correcto de la rueda, producir una mejor adherencia del neumático con el suelo y garantizar el confort de los ocupantes.

Es por ello por lo que el sistema de suspensión tiene una gran importancia sobre la seguridad activa del vehículo, lo que ha llevado a la investigación en sistemas que mejoren su respuesta ante situaciones adversas.

Objeto de estas investigaciones, son las llamadas suspensiones activas [2], que cuentan con actuadores que están regulados a través de una serie de sensores y controladores. Estos actuadores pueden ser electro-hidráulicos, neumáticos y electromagnéticos, y regulan el comportamiento del sistema de suspensión ante las perturbaciones a las que se encuentre sometido.



Figura 2- 3: Control activo de la suspensión. Mercedes.

Por otra parte, se encuentran las suspensiones semi-activas, que presentan una menor complejidad que las activas, ya que no cuenta con actuadores, sino con amortiguadores cuyo coeficiente de amortiguamiento es regulado mediante un control externo. Es por este motivo que son más utilizadas en la industria del automóvil, ya que no incorporan actuadores, con el coste que conllevan.

2.2.1.3. Sistema de iluminación

El sistema de iluminación del vehículo permite la comunicación con otros usuarios de la vía, además de mejorar la visibilidad en condiciones de poca luz [3]. Los avances en este campo han supuesto una mejora de la seguridad activa del vehículo, ya que han permitido un alcance más selectivo, una mejora en el campo de visión, y por consiguiente una mayor capacidad de anticipación ante obstáculos y posibles peligros.

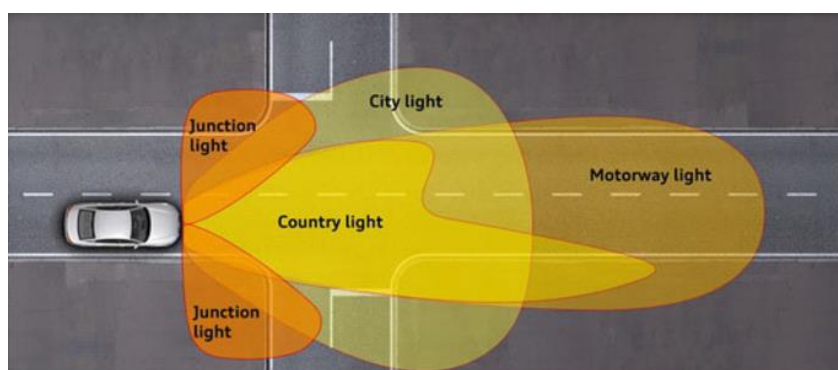


Figura 2- 4: Sistema de iluminación adaptativo.

2.2.1.4. Sistema de dirección

El sistema de dirección está compuesto por una serie de elementos cuyo objetivo es garantizar, mediante el giro de las ruedas delanteras, que el vehículo siga la trayectoria deseada. La dirección asistida tiene como objetivo reducir el

esfuerzo realizado por el conductor en ciertas maniobras, proporcionar mayor seguridad y precisión en el guiado a altas velocidades.

2.2.1.5. Sistemas de aviso

Los avances en sistemas de seguridad activa han dado lugar a una serie de sistemas que alertan al conductor en determinadas circunstancias. Entre ellos se pueden destacar:

- Detección de sueño: es un sistema que procesa el número de correcciones al volante que realiza un conductor al minuto y lo compara con las correcciones que debería realizar en condiciones óptimas para conducir. Siendo el número de correcciones menor, el sistema detecta fatiga en el conductor, distracción, o incluso que este pueda estar quedándose dormido. Ante esta situación avisaría mediante una señal en el cuadro de mandos o mediante una señal acústica.
- Cambio de carril involuntario: el sistema puede contar con una serie de sensores a ambos lados del vehículo que controlan que este permanezca entre las líneas que delimitan el carril, o con una cámara que realizaría la misma función. Ante un cambio repentino de carril, en la que el vehículo traspase la línea sin haber sido indicada la maniobra, el sistema interpreta que dicho movimiento se ha producido de manera involuntaria, y avisaría al conductor de ello. Otros sistemas más avanzados pueden corregir la trayectoria actuando sobre la dirección.

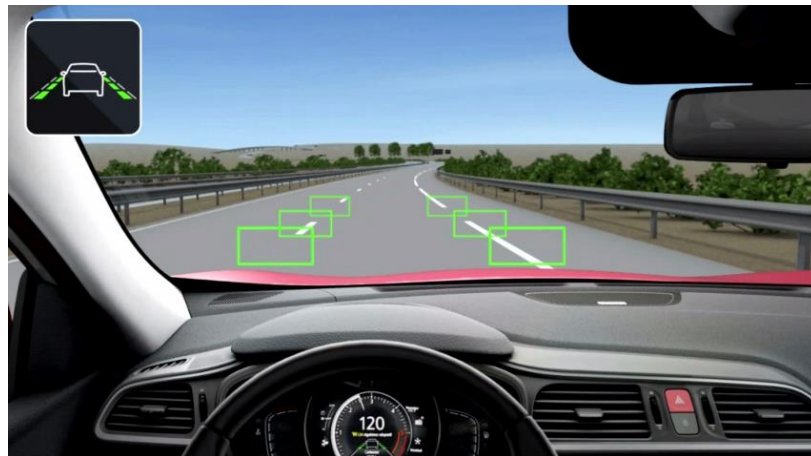


Figura 2- 5: Aviso cambio de carril. Renault.

- Detección de ángulo muerto: existe una zona que los espejos retrovisores no son capaces de mostrar y por lo tanto queda fuera del campo visual del conductor. El sistema cuenta con unos sensores en la parte trasera o en el lateral del vehículo que detectan otro vehículo en las proximidades, y avisan al conductor de su presencia mediante una señal visual.

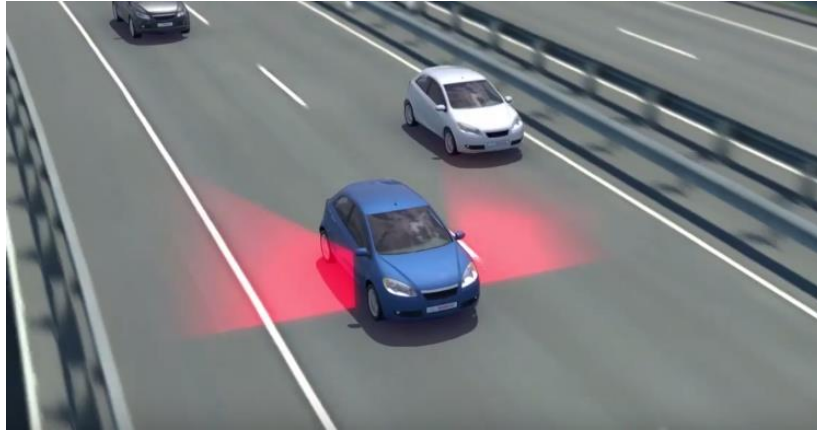


Figura 2- 6: Asistente de cambio de carril. Bosch.

- Advertencia de sentido contrario: este tipo de sistemas se encuentran principalmente en vehículos de gama alta, y utilizan tecnología GPS para detectar si el vehículo se va a incorporar a una vía de sentido contrario o si se encuentra circulando por ella.

2.2.1.6. Prevención de obstáculos y anticolidión

Existen sistemas de seguridad que previenen de accidentes mediante el reconocimiento y detección de obstáculos y demás elementos que supongan un riesgo de sufrir un accidente. Estos sistemas se soportan por tecnología de visión artificial de modo que son capaces de detectar objetos e incluso peatones en las proximidades del vehículo, y en situación de riesgo de producirse una colisión anticiparse mediante una frenada rápida y eficaz antes de que el conductor llegara a actuar.

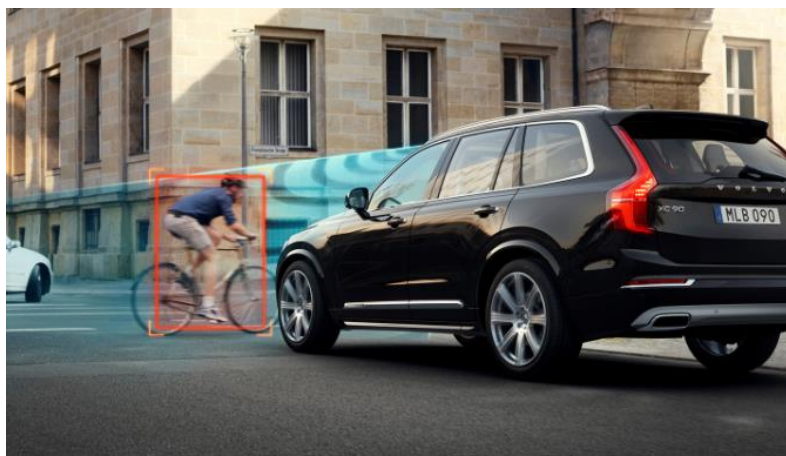


Figura 2- 7: Sistema anti-atropellos. Volvo.

Dentro de los sistemas que se encargan de evitar una colisión con otros usuarios de la vía, se encuentran los sistemas de control de velocidad adaptativo, que regulan la velocidad del vehículo para mantener una distancia de seguridad

tal que, en caso de necesidad de realizar una frenada de emergencia, este pueda realizarla sin llegar a colisionar con el vehículo que le precede.

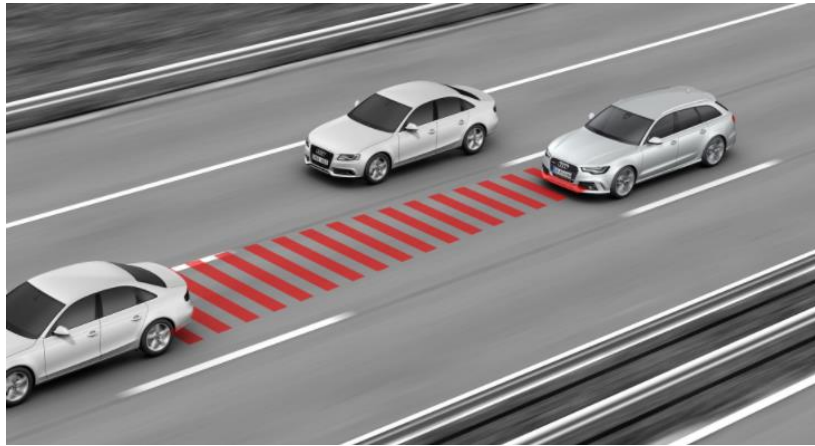


Figura 2- 8: Control adaptativo de velocidad de cruce. Audi.

2.2.2. Sistemas de seguridad pasiva

Son el conjunto de elementos que, en caso de producirse el accidente, tratan de minimizar los daños producidos a los ocupantes. A continuación, se detallan los principales sistemas de seguridad activa que incorporan los vehículos automóviles:

2.2.2.1. Cinturón de seguridad

En 1959 la compañía automovilística Volvo instalaba por primera vez en una línea de producción el cinturón de seguridad con tres puntos de anclaje como se conoce en la actualidad. Este sistema fue utilizado más tarde por todos los fabricantes y su instalación hoy en día es obligatoria.

El cinturón de seguridad sirve para decelerar y retener el cuerpo de los pasajeros ante una deceleración brusca o un impacto. Se ha demostrado que su uso reduce notablemente el número de víctimas mortales en accidentes, por ello ha sido sujeto de numerosas campañas de concienciación.

2.2.2.2. Airbag

Consiste en una bolsa de aire se infla en caso de impacto para proteger a los ocupantes del vehículo frente a cualquier golpe con el habitáculo. Este sistema se activa en cuestión de milisegundos mediante un sistema pirotécnico, y después, se va desinflando progresivamente para permitir la movilidad de los ocupantes. Su efectividad aumenta con el uso del cinturón de seguridad.

Tradicionalmente estos sistemas se encontraban en el salpicadero del vehículo, pero tras la búsqueda de mejoras en la seguridad de los ocupantes, se

han desarrollado airbags laterales, de cortina, e incluso airbags exteriores para proteger a peatones en caso de atropello.

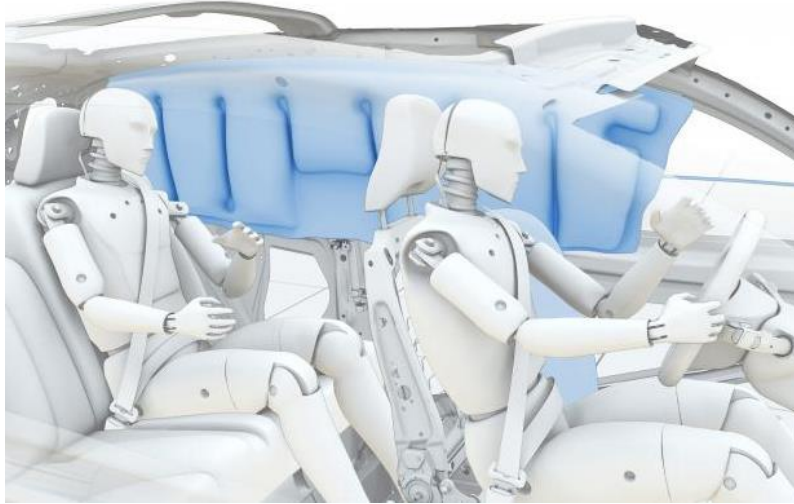


Figura 2- 9: Airbag de cortina. Volvo.

2.2.2.3. Carrocería deformable

Hoy en día las carrocerías se diseñan para que sean capaces de absorber la energía del impacto y evitar de este modo que se transmita al habitáculo.

Se habla de deformación programada cuando en el diseño de la carrocería se incorporan una serie de elementos por los cuales se deforma la estructura, cuya disposición, además, se realiza buscando una disipación progresiva de la energía de impacto.

Cabe mencionar que, a diferencia de los primeros automóviles, los vehículos en la actualidad cuentan con una columna de dirección deformable para proteger al conductor. Este avance se produjo consecuencia de que, en caso de impacto, la columna de dirección rígida compuesta por una barra de metal macizo, se desplazaba hacia atrás golpeando al conductor con consecuencias normalmente mortales.

2.2.2.4. Habitáculo indeformable

Si bien el objetivo de la carrocería era absorber la mayor cantidad de energía de un impacto, la función del habitáculo indeformable o jaula de seguridad es proteger a los ocupantes del objeto de impacto. Está formado por aceros de muy alta resistencia.

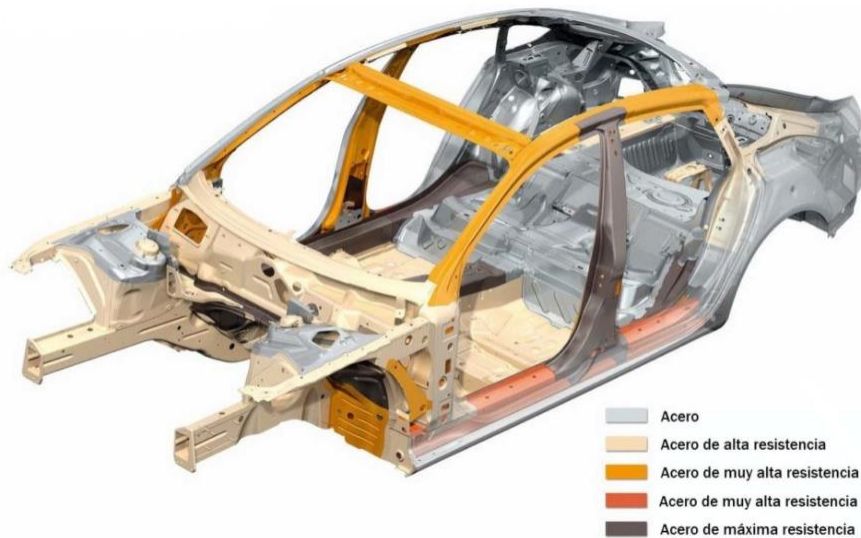


Figura 2- 10: Estructura de la carrocería y materiales empleados. Audi.

2.2.2.5. Reposacabezas

Su función es sujetar la cabeza del ocupante del vehículo en caso de impacto para minimizar los daños cervicales. Actualmente existen reposacabezas activos que se regulan para reducir el desplazamiento de la cabeza en caso de impacto.

3. Dinámica lateral

3.1. Introducción

Para entender el funcionamiento de los sistemas ESP se analizará brevemente la dinámica lateral de un vehículo automóvil.

Dado que las maniobras que conllevan un mayor riesgo son aquellas en las que el vehículo no está realizando una trayectoria recta, sino aquellas en las que está trazando una curva, realizando un adelantamiento, etc. será necesario analizarlas en detalle para entender el comportamiento del vehículo [4].

Las características direccionales del vehículo definen su respuesta antes las acciones ejercidas por el conductor, así como a aquellas ejercidas por el medio que afectan a la dirección del movimiento.

Los factores que influyen en las características direccionales de un vehículo, y por consiguiente a su dinámica lateral son las siguientes:

- Dimensionales: Distancia entre ejes, vía.
- Reparto de masas: Posición del centro de gravedad, relación masa suspendida/ no suspendida.
- Aerodinámicas: coeficientes aerodinámicos de fuerza lateral y momento de guiñada.
- Neumáticos: Características laterales (rigidez de deriva y su variación en función de la carga) y esfuerzos transversales.
- Suspensión: características geométricas y dinámicas.
- Factores externos o características del medio: el ángulo de incidencia del aire, las irregularidades de la calzada, el radio de curva y peralte de la calzada y el coeficiente de adherencia.
- Velocidad: es un factor importante pudiendo existir un valor crítico de la misma a partir del cual el vehículo presenta un comportamiento direccional inestable.

3.2. Circulación en curva

Cuando un vehículo se encuentra definiendo una trayectoria curva, aparece sobre su centro de gravedad, a una altura h desde la superficie de rodadura, una fuerza centrífuga que origina un esfuerzo lateral que debe ser compensado por las fuerzas de adherencia entre los neumáticos y el suelo, y por el momento de vuelco. Al aumentar la velocidad se incrementarán ambos efectos, existiendo un valor de esta para la cual se perderá la adherencia transversal, produciéndose el derrape o el vuelco del vehículo.

Se realizará una aproximación considerando la suspensión del vehículo rígida, y un peralte en la calzada, en la curva, con un ángulo ζ de inclinación sobre la horizontal.

Para el siguiente modelo bidimensional se estudiarán por separado la velocidad límite de derrape y la velocidad límite de vuelco.

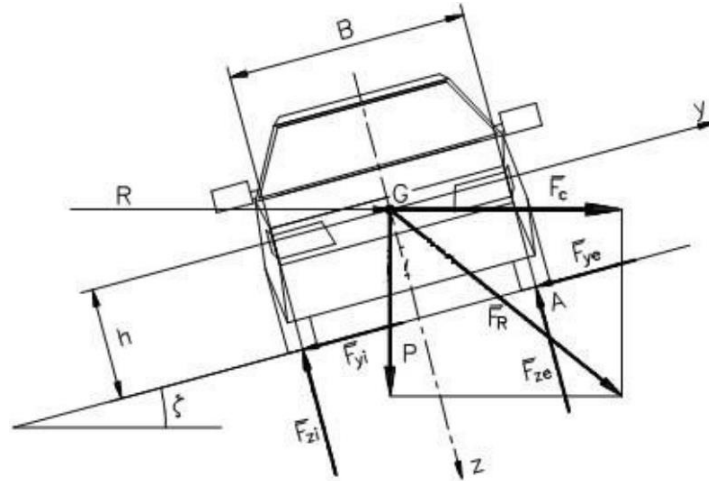


Figura 3- 1: Modelo bidimensional para el cálculo aproximado de las velocidades límite de vuelco y de derrape.

Del diagrama de fuerzas de la figura, se obtienen las ecuaciones las fuerzas normales a la superficie de rodadura y las fuerzas paralelas a esta.

$$F_z = F_{zi} + F_{ze} = P \cdot \cos \zeta + F_c \cdot \sin \zeta \quad (3.1)$$

$$F_y = F_{yi} + F_{ye} = -P \cdot \sin \zeta + F_c \cdot \cos \zeta \quad (3.2)$$

3.2.1. Velocidad límite de derrape

Partiendo de las ecuaciones (3.1) y (3.2), e introduciéndolas en la siguiente ecuación que las relaciona, se obtiene:

$$(F_{zi} + F_{ze})\mu_y = F_{yi} + F_{ye} \quad (3.3)$$

$$(P \cdot \cos \zeta + F_c \cdot \sin \zeta)\mu_y = -P \cdot \sin \zeta + F_c \cdot \cos \zeta \quad (3.4)$$

Teniendo en cuenta que la fuerza centrífuga es:

$$F_c = \frac{PV^2}{gR} \quad (3.5)$$

Sustituyendo (3.5) en (3.4) y despejando V , se obtiene:

$$V = \sqrt{gR \frac{\mu_y + \operatorname{tg}\zeta}{1 - \mu_y \operatorname{tg}\zeta}} \quad (3.6)$$

Si $\mu_y = \mu_{y\max}$ se obtiene la velocidad límite de derrape para una curva con peralte (3.7), y para una curva sin peralte (3.8):

$$V_{ld} = \sqrt{gR \frac{\mu_{y\max} + \operatorname{tg}\zeta}{1 - \mu_{y\max} \cdot \operatorname{tg}\zeta}} \quad (3.7)$$

$$V_{ld}(\zeta = 0) = \sqrt{gR \mu_{y\max}} \quad (3.8)$$

De este modo se comprueba que la velocidad límite de derrape de un vehículo no depende de ningún parámetro de este. Solamente depende del coeficiente de adherencia entre el neumático y la calzada, del radio de la curva, y del peralte de la curva en caso de existir.

3.2.2. Velocidad límite de vuelco

La condición límite para la cual un vehículo vuelca, puede describirse geoméricamente, en la figura 3-1, cuando la resultante de las fuerzas aplicadas en el centro de gravedad del vehículo (F_c y P), desarrolladas en las ecuaciones (3.9) y (3.10), corta a la superficie de rodadura en el punto exterior de la zona de contacto entre la banda de rodamiento y la superficie de rodadura (punto A en el diagrama de la figura 3-1).

$$F_y = F_c \cdot \cos \zeta - P \cdot \sin \zeta \quad (3.9)$$

$$F_z = P \cdot \cos \zeta + F_c \cdot \sin \zeta \quad (3.10)$$

Considerando el punto A situado a una distancia h del centro de gravedad respecto del eje vertical, y a una distancia $B/2$ respecto del eje transversal, y partiendo de las ecuaciones (3.9) y (3.10), la condición límite de vuelco se podrá formular:

$$\frac{F_y}{F_z} = \frac{F_c \cdot \cos \zeta - P \cdot \sin \zeta}{P \cdot \cos \zeta + F_c \cdot \sin \zeta} = \frac{B/2}{h} \quad (3.11)$$

Sustituyendo la fuerza centrífuga de la ecuación (3.5) y despejando V , se obtiene la velocidad límite de vuelco para una curva con un peralte (3.12), y para una curva sin peralte (3.13):

$$V_{lv} = \sqrt{gR \frac{B/2h + \operatorname{tg} \zeta}{1 - B/2h \cdot \operatorname{tg} \zeta}} \quad (3.12)$$

$$V_{lv} = \sqrt{gR \frac{B}{2h}} \quad (3.13)$$

En el caso de la velocidad límite de vuelco, se comprueba que sí depende de algunos parámetros del vehículo como son la vía y la altura del centro de gravedad, además del radio de la curva y del peralte en caso de existir.

De comparar las expresiones de velocidad límite de derrape (3.7) y velocidad límite de vuelco (3.12), se puede comprobar que ambas expresiones son homólogas, y que se puede pasar de una a otra cambiando el término $\mu_{y\max}$ por $B/2h$, y viceversa.

Debido a esta homología, se podrán comparar el límite de vuelco y el límite de derrape atendiendo a los valores de $\mu_{y\max}$ y $B/2h$, pudiéndose predecir cuál de estos fenómenos ocurrirá antes:

- Si $\mu_{y\max} = \frac{B}{2h}$ la velocidad límite de derrape y la velocidad límite de vuelco tendrán el mismo valor, por lo que ambos fenómenos sucederán teóricamente a la vez.
- Si $\mu_{y\max} > \frac{B}{2h}$ la velocidad límite de derrape tendrá un valor mayor que la velocidad límite de vuelco, y por tanto el vehículo volcará al alcanzar una velocidad mayor a V_{lv} sin llegar a derrapar. Esta situación se dará en vehículos con una altura del centro de gravedad elevada cuando la adherencia en la vía sea suficientemente alta. Normalmente se presenta en vehículos industriales sobre pavimento seco.
- Si $\mu_{y\max} < \frac{B}{2h}$ la velocidad límite de vuelco tendrá un valor mayor que la velocidad límite de derrape, por lo que el vehículo derrapará sin llegar a

volcar cuando su velocidad supere a V_{ld} . Esta situación se dará en el caso de turismos y vehículos industriales circulando sobre calzadas donde la adherencia no es suficiente.

4. Deriva

4.1. Introducción

Cuando un vehículo circula en línea recta, la dirección del movimiento coincide con el eje longitudinal del vehículo. En cambio, cuando el vehículo se encuentra realizando una curva aparece una velocidad de guiñada sobre el eje vertical que produce que la velocidad del vehículo se descomponga en una componente lateral y una componente longitudinal según el sistema de coordenadas del vehículo (figura 4-1).

Para entender la dinámica lateral de un vehículo se partirá de un modelo plano de cuatro ruedas, a partir del cual, mediante una serie de simplificaciones, se llegará a un modelo más sencillo conocido como modelo de bicicleta.

Puesto que el objetivo que se persigue es describir la dinámica del vehículo a tiempo real, la utilización de un modelo sencillo será una solución que implicará un menor coste computacional, que, llevado a los sistemas de control de estabilidad, se entenderá como una respuesta de actuación más rápida.

El modelo de vehículo de cuatro ruedas (figura 4-2) es comúnmente utilizado para el estudio y el control del comportamiento dinámico, tanto longitudinal como transversal del vehículo. Se trata de un modelo con tres grados de libertad que representa el movimiento longitudinal, lateral y de guiñada (figura 4-1). No se tienen en consideración los movimientos de balanceo y cabeceo, así como la suspensión del vehículo.

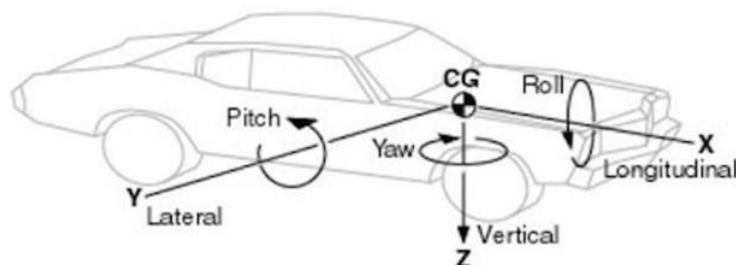


Figura 4- 1: Movimientos en un vehículo y sistema de referencia.

V_x	Velocidad longitudinal sobre la componente x
V_y	Velocidad lateral sobre la componente y
ψ	Velocidad de guiñada

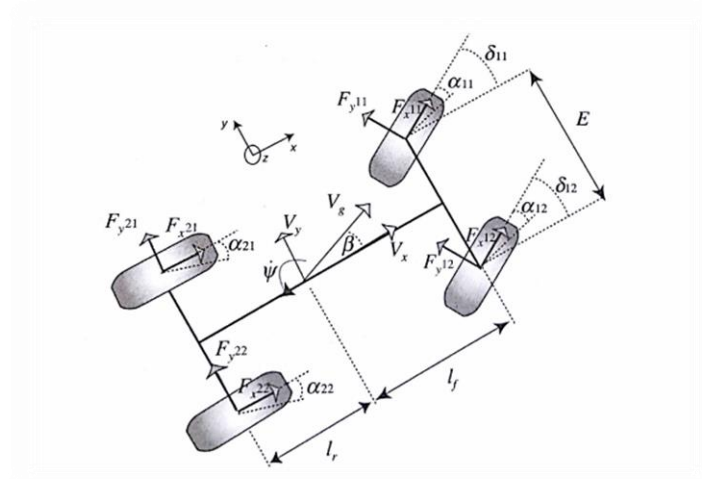


Figura 4- 2: Modelo plano de vehículo de cuatro ruedas.

El ángulo que forma el vector velocidad situado en el centro de gravedad con el eje longitudinal del vehículo es el ángulo deriva, que se denotará con la letra β . La velocidad de guiñada es la velocidad angular sobre el eje vertical, z . V_x y V_y serán las velocidades longitudinal y transversal respectivamente.

El modelado del movimiento del vehículo puede simplificarse con la utilización de un modelo de bicicleta (figura 4-3). En este modelo, las ruedas izquierda y derecha, tanto en el eje trasero como en el delantero se reducen a una única rueda por eje [5].

Este modelo se emplea para el análisis del comportamiento dinámico lateral y es especialmente útil para el estudio del ángulo de deriva.

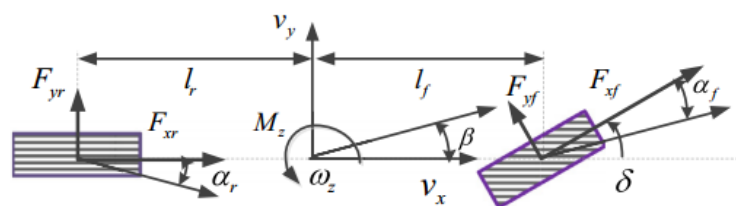


Figura 4- 3: Modelo de bicicleta.

4.2. Esfuerzos laterales sobre los neumáticos

La dinámica del vehículo está gobernada por las fuerzas de adherencia entre los neumáticos y la calzada, por lo que conocer estas fuerzas es crucial para entender el comportamiento del vehículo y el fenómeno de deriva.

Cuando un neumático está sometido a cargas verticales y cargas longitudinales, debidas a esfuerzos de tracción y frenado, la dirección del movimiento coincide con el eje longitudinal.

Por otro lado, cuando el vehículo se encuentra circulando en curva, aparece una fuerza lateral F_l en dirección perpendicular al plano medio que contiene al eje longitudinal de la rueda. Esta fuerza lateral se origina por la aceleración centrífuga en las curvas o por el empuje del aire. El resultado es que la trayectoria del movimiento del neumático respecto a la calzada ya no se produce siguiendo una trayectoria coincidente con el eje longitudinal, si no que se encuentra desviada un ángulo α respecto el plano longitudinal de la rueda, denominado ángulo de deriva (figura 4-4).

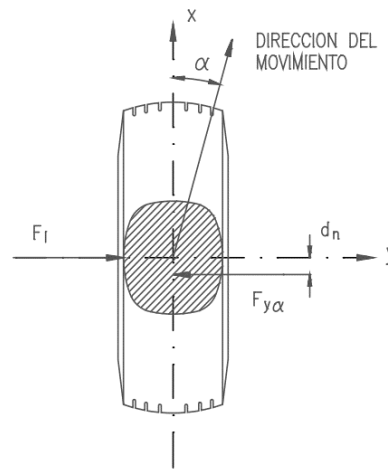


Figura 4- 4: Esquema del comportamiento del neumático sometido a esfuerzos laterales.

La desviación del movimiento se produce debido a la deformación en el neumático producida por la fuerza lateral F_l , que se aplica al eje de la rueda, y $F_{l\alpha}$, que aparece en la banda de rodamiento (figura 4-4). Esta deformación se producirá en la carcasa y en la banda de rodadura, y por lo tanto dependerá de la rigidez de estas. Para entender la aparición del fenómeno de deriva a partir de la deformación del neumático se explicará a continuación el proceso en detalle.

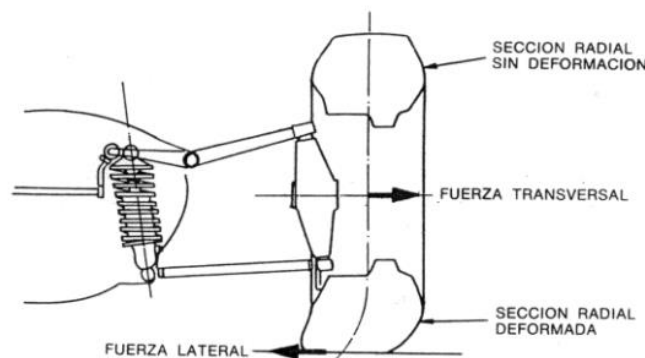


Figura 4- 5: Deformación de un neumático debido a fuerzas laterales.

En estas condiciones, cuando el neumático se encuentra rodando, debido a la deformación de la carcasa, un punto de su periferia se desplazará de su posición indeformada a medida que se acerque a la zona de contacto Z1 (figura 4-6).

Debido a la rotación del neumático, penetrará en la zona de contacto, encontrándose en la posición M1, y seguirá desplazándose transversalmente por la deformación de la carcasa y de la banda de rodamiento, produciéndose además un ligero deslizamiento, hasta llegar a la posición M2.

Una vez alcanzado el punto M2, penetrará en la zona Z2, donde la presión entre el neumático y la calzada es suficiente para que no se produzca ningún deslizamiento.

Dentro de esta zona la condición de adherencia produce que el punto se desplace siguiendo una trayectoria recta (M2 – M2') impuesta por la deformación producida, y que forma un ángulo α con el plano medio de la rueda que contiene al eje longitudinal.

Al salir de la zona Z2, se volverá a producir un pequeño deslizamiento dentro de la zona Z1, en este caso en sentido opuesto, y el punto continuará su desplazamiento hasta volver a la posición no deformada.

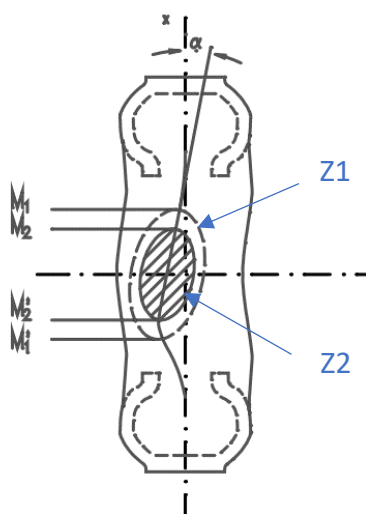


Figura 4- 6: Deformación de la banda de rodadura de un neumático debido a esfuerzos laterales.

A menores valores de ángulo de deriva, menor es el desplazamiento producido, y el segmento M2 – M2' abarca prácticamente toda la región de contacto. A medida que aumenta el ángulo de deriva aumenta el deslizamiento, siendo mayor en la parte posterior de la huella de contacto. En el borde anterior el deslizamiento es menor debido a que la mayor presión normal se encuentra en la mitad delantera.

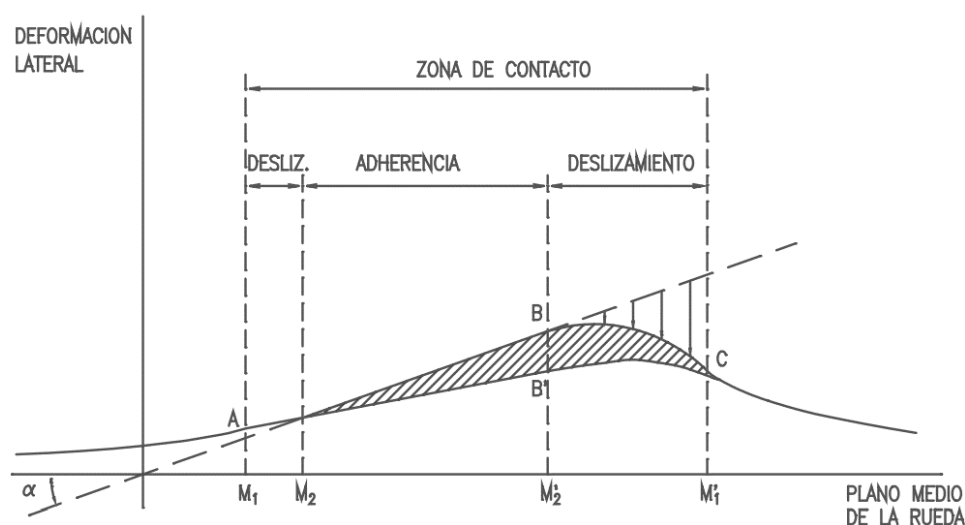


Figura 4- 7: Deformación y deslizamiento lateral en la huella de contacto entre neumático y suelo.

A B C	Línea ecuatorial deformada del neumático.
M ₁ A	Deformación lateral en el punto inicial de contacto, debido a la deformación de la carcasa.
M ₂ B	Deformación total en el límite de la zona de adherencia
B B'	Deformación de la banda de rodamiento
M ₂ B'	Deformación de la carcasa

La fuerza transversal $F_{l\alpha}$ es igual y de sentido opuesto a F_l , pero no es colineal a la proyección de esta sobre el plano de rodadura, sino que actúa retrasada una distancia d_n denominada avance del neumático (figura 4-4). El producto de $F_{l\alpha}$ por d_n genera un momento en el eje vertical que tiende a alinear el plano de la rueda con la dirección del movimiento. Este momento, denominado autoalimento $M_{z\alpha}$, ayuda a los neumáticos a volver a su posición original cuando el vehículo sale de la curva.

Dado que el fenómeno de deriva es un factor crucial en el control direccional y la estabilidad de los vehículos, será importante conocer la relación entre la fuerza transversal y el ángulo de deriva.

4.2.1. Variación de la fuerza transversal de contacto con el ángulo de deriva

La relación de la fuerza lateral de contacto con el ángulo de deriva define las propiedades de un neumático para condiciones operativas determinadas, de presión de inflado y carga normal. Estas propiedades varían

significativamente entre neumáticos en función de su estructura y demás características constructivas.

En condiciones normales de circulación, y para valores de ángulo de deriva que no superen los 5 grados, el deslizamiento entre el neumático y la calzada será despreciable, y las fuerzas laterales serán proporcionales al ángulo de deriva.

En estas condiciones, la curva de rigidez del neumático experimentará un comportamiento lineal, con una constante de proporcional que se denominará rigidez a deriva, K_α . A medida que aumenten las fuerzas laterales, las fuerzas de adherencia saturarán, produciendo un aumento del deslizamiento entre el neumático y la calzada. Este fenómeno se verá reflejado en la curva de rigidez con una pérdida de la linealidad. En caso de que la fuerza lateral supere el límite de adherencia disponible en esa dirección, se producirá el derrape de la rueda [6].

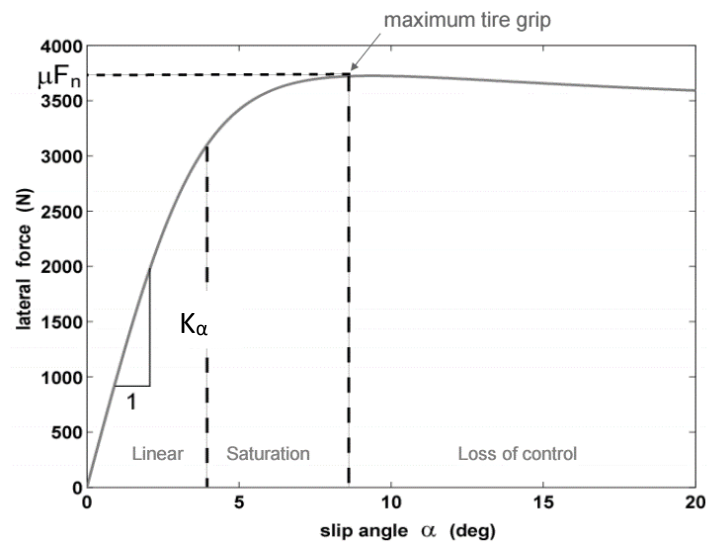


Figura 4- 8: Fuerza lateral en función del ángulo de deriva.

Rigidez a deriva:

Un parámetro para comparar las características de los neumáticos en cuanto al ángulo de deriva es la rigidez a deriva. Se define la rigidez a deriva como la derivada de la fuerza transversal respecto del ángulo de deriva. se considera un valor correspondiente a un ángulo de deriva nulo, que representa el comportamiento del neumático para valores pequeños de α , que se corresponde con la zona lineal de la curva de rigidez, y con las condiciones normales operativas.

$$K_\alpha = \left(\frac{\partial F_y}{\partial \alpha} \right)_{\alpha=0} \quad (4.1)$$

4.2.2. Factores que afectan al comportamiento lateral del neumático

Son diversos los factores que influyen en el comportamiento lateral del neumático, y por consiguiente en el ángulo de deriva. A continuación se mencionarán los más relevantes.

Las características del neumático que más afectan al comportamiento transversal son las referidas al diseño y construcción de la carcasa, cinturón y la geometría de la sección transversal.

En el caso de los neumáticos diagonales, la deformación de la carcasa es mucho más localizada que en un neumático radial, debido a la mayor rigidez de los flancos, que hace que un hombro quede aplastado y el otro tienda a levantarse. Por otra parte, la mayor rigidez de la banda de rodadura de los neumáticos radiales hace que los esfuerzos transversales se distribuyan sobre una mayor superficie en la huella de contacto. No obstante, la rigidez no dependerá solo de la estructura, sino que los materiales empleados jugarán también un papel determinante.

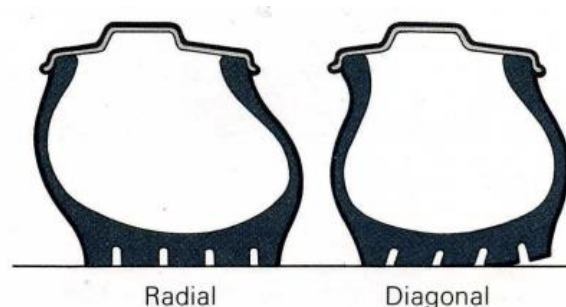


Figura 4- 9: Diferencias entre la deformación debida a esfuerzos laterales en neumáticos radiales y diagonales.

La carga normal que soporta el neumático es un factor importante a la hora de estudiar la estabilidad y el control del vehículo cuando se tiene en consideración la transferencia de carga entre ruedas de un mismo eje bajo los efectos de acciones laterales.

La capacidad para soportar esfuerzos laterales aumenta, para un mismo ángulo de deriva, cuanto mayor sea la carga vertical. Sin embargo, la capacidad relativa para soportar esfuerzos laterales disminuye con el aumento de la carga aplicada. Se define el coeficiente de deriva como el cociente entre la rigidez a deriva y la carga normal aplicada sobre el neumático:

$$C_{\alpha} = \frac{K_{\alpha}}{F_z} \quad (4.2)$$

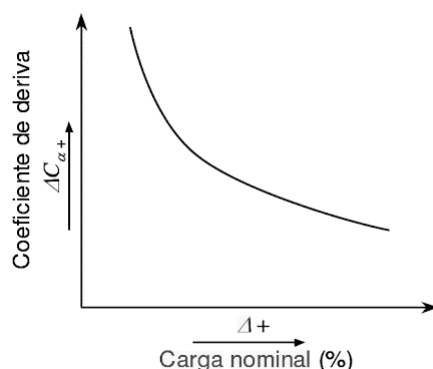


Figura 4- 10: Variación del coeficiente de deriva con la carga normal.

La existencia de un momento de vuelco en el vehículo genera una transferencia de carga entre las ruedas de un mismo eje. Este momento se debe a la aceleración centrífuga, y la transferencia de carga dependerá de la altura del centro de gravedad y la vía del vehículo.

Esta transferencia de carga disminuye la fuerza lateral desarrollada por el conjunto formado por las ruedas y el eje, para un determinado valor de ángulo de deriva. De este modo, el ángulo de deriva deberá aumentar para soportar en condiciones de transferencia de carga la fuerza transversal desarrollada si esa transferencia de carga no se produjese.

La presión de inflado en los neumáticos apenas tiene influencia considerable en la rigidez a deriva de los neumáticos, si bien hablamos dentro de los márgenes normales de aplicación. La rigidez a deriva aumenta con la presión de inflado, y si bien su efecto es pequeño, puede usarse para modificar las características direccionales.

La velocidad de circulación afecta a la rigidez a deriva debido a que genera un aumento de temperatura en los neumáticos, y por consiguiente de la presión del aire en su interior, que aumentando rigidez a deriva como se ha mencionado antes.

La aplicación simultánea de esfuerzos longitudinales y transversales influye en la rigidez a deriva. Para un ángulo de deriva constante, cuando aumenta el esfuerzo longitudinal aplicado, se reduce el esfuerzo transversal que es capaz de soportar el neumático. Esto es, si sobre el neumático actúa una fuerza lateral constante, y se aplica un esfuerzo longitudinal moderado, en condiciones de tracción el ángulo de deriva aumenta, y en el caso de frenado disminuye. Si el esfuerzo se aproxima a la fuerza adherente disponible, el ángulo de deriva aumenta hasta superar la condición de adherencia.

4.3. Comportamiento lateral del vehículo

La estabilidad lateral de un vehículo estará relacionada con el comportamiento del neumático en la dirección transversal, que a su vez dependerá de los esfuerzos longitudinales, el ángulo de la dirección y el funcionamiento de la suspensión.

En función del carácter virador del vehículo, se podrá diferenciar entre vehículo subvirador, sobrevirador y neutro.

- Vehículo subvirador: son aquellos que tienden a girar menos cuanto mayor es su velocidad al paso de una curva. El conductor se verá en la necesidad que aumentar el ángulo de giro en el volante para inscribirse en la trayectoria de la curva.
- Vehículo sobrevirador: son aquellos vehículos que, por el contrario, giraran en exceso al aumentar la velocidad en una curva. El conductor, en consecuencia, tendrá que reducir el giro en el volante para disminuir el ángulo de deriva y la fuerza transversal, y evitar que se produzca un trompo.
- Vehículos neutros: estos vehículos realizaran el paso por la curva con el mismo ángulo de dirección independientemente de la velocidad de circulación.



Figura 4- 11: Carácter virador de un vehículo automóvil.

5. Sistema ESP

5.1. Introducción

El sistema de control de estabilidad fue desarrollado por Bosch en 1995 junto a la compañía automovilística Mercedes-Benz y ha supuesto el avance más importante en el campo de la seguridad activa de los vehículos automóviles. Este sistema fue introducido al mercado en los vehículos de la Clase S de Mercedes-Benz bajo el nombre de *Elektronisches Stabilitäts Programm*, que en alemán significa programa electrónico de estabilidad, y que posteriormente se conocerá con las siglas ESP.

5.2. Funcionamiento

El objetivo del sistema del sistema ESP es mantener al vehículo siguiendo la trayectoria deseada por el conductor y que así le ha indicado mediante el giro en el volante.

Este sistema recoge datos mediante sensores para comprobar la dirección que se le está imponiendo a través del volante con la trayectoria que realmente está trazando el vehículo. Una vez recogidos estos datos, si la trayectoria que está siguiendo el vehículo no es la correcta, el sistema actúa de manera independiente al conductor para corregir la deriva del vehículo. Mediante el uso del motor para modificar la velocidad, y aplicando una frenada selectiva en función de la situación en la que se encuentre, se consigue corregir la trayectoria en la medida en que las condiciones lo permitan. Además de la actuación que realiza sobre los frenos, puede reducir el par motor con el fin de modificar la velocidad del vehículo.

Cuando el vehículo se encuentra circulando por una curva, la trayectoria que realice vendrá determinada por la inercia o cantidad de movimiento, de la fuerza centrípeta, y de la adherencia disponible en el pavimento. En caso que los esfuerzos solicitados a los neumáticos superen la adherencia disponible, el vehículo podrá adquirir un comportamiento subvirador o sobrevirador, para lo que el sistema ESP actuara de una manera diferente.

Si el vehículo presenta un comportamiento subvirador, quiere decir que el radio de la curva es demasiado pequeño para que la fuerza centrípeta pueda compensar la inercia del vehículo debido a una velocidad excesiva de este y una falta de adherencia, por lo que el vehículo tendera a salirse tangencialmente de la curva.

Ante esta situación el sistema actúa frenando la rueda trasera que se encuentre en el interior de la curva de modo que se crea un momento sobre el eje vertical del vehículo favoreciendo el correcto guiado de este por la trayectoria definida por la curva.

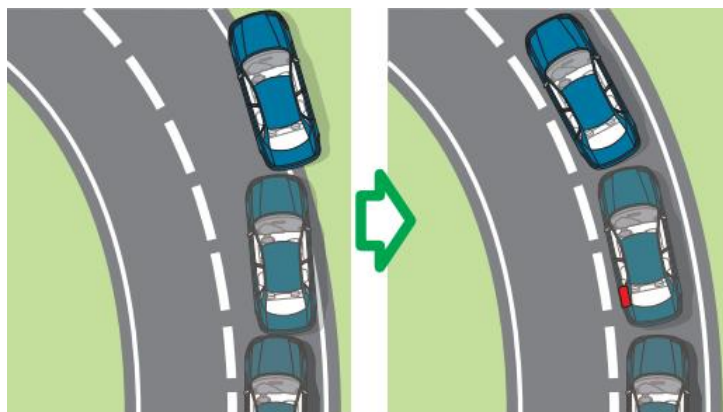


Figura 5- 1: Situación de subviraje

En el caso que el vehículo presente un comportamiento sobrevirador, se pierde la adherencia sobre el eje trasero de modo que el vehículo tiende a seguir una trayectoria más cerrada que la que el conductor le impone al volante, por lo que el vehículo se introduciría en la curva. Esta situación podría darse debido a un giro brusco o a una fuerte desaceleración durante el trazado.

Para el caso en el que un vehículo entre a una curva a excesiva velocidad, ante la cual el conductor actúa con una fuerte desaceleración, se produciría una transferencia de carga del eje trasero al delantero, perdiéndose la adherencia en este primero. El sistema ESP corregiría esta situación frenando la rueda delantera que se encuentre en el lado exterior de la curva, produciendo un momento sobre el eje vertical en sentido contrario al del trazado de la curva, reduciéndose de este modo el ángulo girado hasta el correcto guiado.

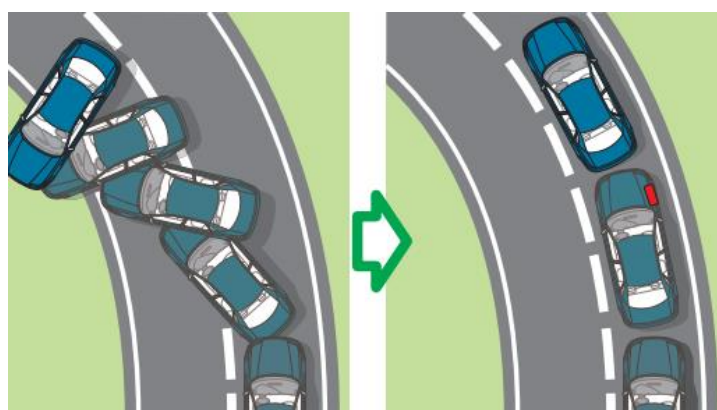


Figura 5- 2: Situación de sobreviraje.

5.3. Elementos que componen el ESP

Los elementos que componen este sistema se distinguen entre sensores, la unidad electrónica de control y el grupo hidráulico.

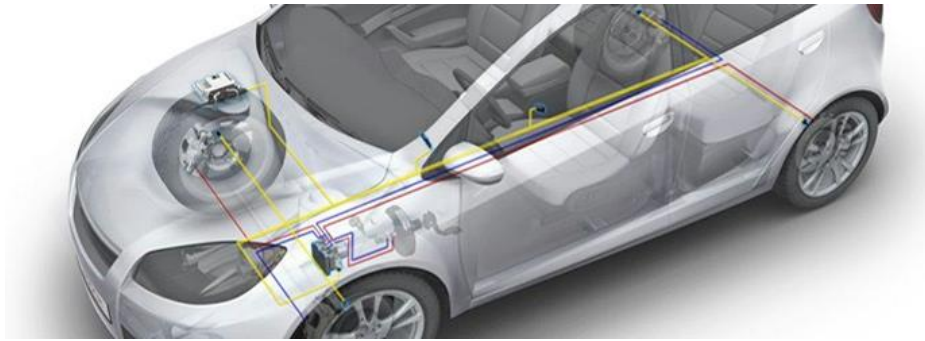


Figura 5- 3: Sistema ESP. Bosch.

5.3.1. Sensores

Para llevar un control del comportamiento dinámico del vehículo, así como de las imposiciones del conductor, este cuenta con una serie de sensores repartidos que recogen información de los parámetros que determinan la estabilidad del vehículo. Los distintos sensores que se emplean son los siguientes:

- Ángulo de giro del volante: este sensor se sitúa en la columna de dirección y su finalidad es saber en todo momento la dirección que quiere seguir el conductor.
- Giro en las ruedas: este sensor se instala en cada una de las ruedas y es el mismo que utiliza el sistema ABS. Su finalidad es dotar a la unidad de control de la información referida al comportamiento de cada una de las ruedas en cada momento mediante su velocidad de giro.
- Aceleración transversal: informan al sistema central cuando aparece una aceleración transversal debido al giro o una curva.
- Sensor de guiñada: registra los movimientos del vehículo respecto su eje vertical.

5.3.2. Unidad central de control

Estos sensores recopilan información acerca del comportamiento del vehículo y la envían a la unidad central de control, donde es procesada y comparada con los movimientos exigidos por el conductor, y en caso de no coincidir, se generan las órdenes para que el grupo hidráulico actúe y corrija la trayectoria, de manera autónoma y a veces en contra de las órdenes del conductor.

5.3.3. Grupo hidráulico

Se encarga de regular la presión del líquido del circuito de frenos. Es el sistema con el que trabaja el ABS, pero adaptado al control de estabilidad. Está compuesto por una bomba hidráulica, una serie de electroválvulas, y un depósito para la acumulación del fluido a baja presión.

5.4. Otros sistemas complementarios al ESP

Además, el sistema ESP ofrece una serie de comodidades en la conducción como son el sistema de control de descenso de pendientes (HDC) y el sistema de asistencia al arranque en pendientes (HHC).

El sistema de control de descenso de pendientes es un sistema de asistencia a la conducción que mantiene el vehículo a una velocidad constante en el descenso de pendientes pronunciadas con el objetivo de centrar toda la atención del conductor en la dirección del vehículo y no en el manejo de los frenos [7]. Junto al sistema ABS, garantiza la estabilidad en pendientes de adherencia reducida como puede ser por grava o nieve, evitando el bloqueo de las ruedas y permitiendo el control direccional del vehículo. El fabricante BMW incluye este sistema en los vehículos que cuentan con el sistema *BMW xDrive*, que es un sistema inteligente de control de tracción a las cuatro ruedas, que distribuye la tracción entre el eje delantero y trasero [8]. Este sistema está regulado por el control dinámico de estabilidad (DSC) que son las siglas que emplea BMW para el sistema ESP.

Por otra parte, el sistema de asistencia al arranque en pendientes, HAC (*Hill-start Assist Control*), evita que el vehículo se desplace hacia atrás en el intervalo de tiempo en el que, una vez soltado el pedal de freno, se genera el par de fuerzas sobre las ruedas necesario para poner en movimiento el vehículo desde una rampa ascendente. Mediante el uso de sensores, el sistema detecta la inclinación del terreno y, cuando el conductor pisa a fondo el pedal de freno, le permite liberar el pedal manteniendo el sistema de frenos operando. Cuando el conductor se dispone a arrancar, el sistema de frenos se desactiva cuando, realizado el juego embrague-acelerador, se genera la fuerza suficiente para el inicio del movimiento.

Otro de los sistemas basados en el ESP, es el sistema de control de tracción o TRC [9] [10]. Como se mencionó anteriormente, el sistema ESP no solo actúa sobre el sistema de frenos, sino que también puede regular el par motor. Este sistema se encarga de realizar la mejor transferencia de potencia en cada momento. Detecta cuando se produce una pérdida de tracción en una rueda motriz, reduce el par hasta recuperar la adherencia.

El sistema de limpieza de discos de freno, BDW (*Brake Disc Wiping*), actúa cuando en condiciones de lluvia, la humedad y suciedad acumulada en los discos de freno puede suponer una disminución de la capacidad de frenada. Este sistema actúa realizando pequeñas frenadas, apenas apreciables para el conductor, con las que se consigue limpiar la superficie de los discos de freno con el fin de mejorar el rendimiento de los frenos y reducir la distancia de frenada.

Debido a la importancia que tienen los neumáticos en el comportamiento de un vehículo, se ha desarrollado un sistema conocido como sistema de control de presión de los neumáticos. Este sistema, como su propio nombre indica, estudia la presión de los neumáticos y avisa al conductor en caso de no coincidir con los parámetros recomendados. La medición de la presión puede hacerse

mediante los sensores de velocidad, propios del sistema ESP, que detectan una diferencia de velocidad entre las ruedas, lo que puede ser un indicativo de pérdida de presión en una de ellas, o bien directamente mediante sensores de presión y temperatura instalados en las ruedas.

El sistema de control adaptativo de carga, LAC, detecta la distribución de carga de cada eje para adaptar el sistema ESP y optimizar el control del vehículo.

El sistema de control antivuelco, ERM (*Electronic Roll Mitigation*), detecta, a través del ángulo de dirección introducido por el conductor y la velocidad del vehículo, el riesgo de que se produzca el vuelco del vehículo, a lo que responderá actuando sobre el sistema de frenos y reduciendo el par motor. Este sistema actuará cuando se produzcan maniobras que supongan un riesgo de pérdida de estabilidad del vehículo, pero no cuando las condiciones

5.5. Visión de futuro

Las últimas innovaciones dentro de la seguridad a bordo del automóvil se centran en sistemas que ayudan al conductor a controlar mejor el vehículo y a hacer más cómoda y segura la conducción. Su funcionamiento parte de un conocimiento del comportamiento del vehículo para detectar las situaciones de más riesgo. Recogen información para conocer hacia dónde se quiere dirigir el conductor, y corregir la trayectoria en caso de que no sea la correcta. No obstante conocer todos los parámetros de los que depende el comportamiento dinámico no es fácil.

Un parámetro clave para entender la dinámica lateral de un vehículo automóvil es el ángulo de deriva. Poder conocer este parámetro a tiempo real y con exactitud será fundamental para lograr un mejor rendimiento de los sistemas de control de estabilidad. El diseño de sistemas para su estimación, si es a un coste razonable, hará posible que cada vez más vehículos incluyan esta tecnología. Con ello, cabe esperar que la mejora de los sistemas ESP traiga un aumento de la seguridad en la carretera y un descenso del número de accidentes.

No obstante, hay que recordar que estos sistemas sirven para ayudar al conductor a controlar la estabilidad del vehículo en determinadas situaciones, así como corregir errores cometidos este, pero no le eximen de seguir las recomendaciones de velocidad de circulación estipuladas para cada tipo de vía, ni le dotan de seguridad frente a un comportamiento temerario.

En este proyecto se abordará el problema de la estimación del ángulo de deriva y se propondrá una solución que después se analizará con un modelo seleccionado para la simulación.

6. Técnicas para medir el ángulo de deriva

6.1. Introducción

Con los últimos avances en la industria automovilística, la conducción segura en vehículos de pasajeros es uno de los factores clave en el diseño de un automóvil. Los sistemas de control de estabilidad son considerados como la gran innovación dentro de los sistemas de seguridad desde que se creó el cinturón de seguridad.

El ángulo de deriva es un parámetro clave para entender el comportamiento de un vehículo, y por ello, gran parte de los sistemas electrónicos de estabilidad (ESP) se basan en la medición de este para mejorar su respuesta. Sin embargo, uno de los problemas que se plantean es que la medición del ángulo de deriva no puede realizarse directamente debido al elevado coste de los sensores, que imposibilita su implantación en los vehículos que se comercializan.

La velocidad de guiñada puede obtenerse directamente con un sensor, que consiste básicamente en un giróscopo que mide la velocidad angular sobre el eje vertical del vehículo. Por otra parte, el ángulo de deriva puede ser medido mediante sensores ópticos o por sistemas de posicionamiento global GPS [11] [12]. Sin embargo, el inconveniente es que la medición de estos parámetros es que se debe realizar con exactitud, fiabilidad y a un coste razonable.

6.2. Métodos para la estimación del ángulo de deriva

Debido a la complejidad del modelado de un vehículo, regido por ecuaciones no lineales, la estimación del ángulo de deriva ha sido fuertemente discutida en la literatura.

Gran parte de los métodos de estimación se basan en relaciones cinemáticas que se apoyan en el modelo de bicicleta. Estos métodos funcionan bien en la región lineal, pero son sensibles a los cambios de los parámetros del vehículo, como pueden ser las condiciones de carga o las características de los neumáticos por lo que generan cierta incertidumbre.

Otros autores emplean modelos cinemáticos que emplean sensores inerciales para medir la aceleración del vehículo. Estos sistemas pueden aportar gran fiabilidad conociendo las propiedades de los neumáticos, la fricción con el pavimento, y parámetros del vehículo como la masa o el momento de inercia, pero presentan el inconveniente de que estos parámetros no pueden ser siempre conocidos con exactitud, y que las señales obtenidas mediante los sensores incluyen cierto ruido.

Existen autores que emplean una combinación de ambos métodos que trae la ventaja de cada uno de ellos [8].

Algunos autores proponen métodos para el diseño de observadores para calcular el ángulo de deriva a partir de variables que pueden ser fácilmente medidas como son la velocidad de guiñada, la aceleración y la velocidad del

vehículo. Para ello se emplean modelos lineales [14] y no lineales [15], y observadores con filtros de Kalman [16] y de Luenberger extendidos, que son especialmente útiles para modelos no lineales.

Uno de los principales problemas que se plantean es el comportamiento no lineal de los neumáticos. Hoy en día existen métodos, como el de Pacejka, que permiten un buen modelado del comportamiento de los neumáticos. Sin embargo, las fuerzas sobre los neumáticos no solo dependen de las características del neumático, sino que también varían con las condiciones de la carretera. De este modo, si se supone un coeficiente de fricción entre el neumático y la calzada constante la estimación del ángulo de deriva puede ser errónea.

En el presente proyecto se propondrá un sistema para la estimación del ángulo de deriva basado en un observador cuyo diseño se detallará en el siguiente capítulo.

7. Diseño de un observador para el cálculo del ángulo de deriva de un vehículo automóvil

7.1. Introducción

Con los últimos desarrollos en tecnología automovilística, los vehículos hoy en día se encuentran mucho más sensorizados, lo que ha permitido el desarrollo de sistemas de control de estabilidad. Estos sistemas confían en una medición precisa de las señales, por lo que una mala medición por parte del sensor puede dar lugar a una mala decisión del sistema o incluso a una pérdida del control y estabilidad del vehículo.

La velocidad de guiñada y el ángulo de deriva son parámetros clave en el funcionamiento de los sistemas ESP. Por ello se propondrá el diseño de un observador mediante el cual se estimará el ángulo de deriva, y se obtendrá la señal corregida de la velocidad de guiñada. Para ello se emplearán parámetros que normalmente son conocidos en los vehículos de grandes producciones como son el ángulo de dirección, la velocidad longitudinal y la velocidad de guiñada. La señal de la velocidad de guiñada suele estar contaminada debido a que su medición se realiza mediante un sensor de bajo coste, por lo que se tratará de corregir con el observador propuesto.

7.2. Modelo del vehículo

Como se mencionó con anterioridad, la dinámica plana de un vehículo automóvil se modela normalmente con un sistema de dos grados de libertad conocido como modelo de bicicleta (figura 7-1), cuyas ecuaciones se muestran a continuación:

$$\begin{cases} m\dot{\beta} = -m\omega_z + \frac{1}{v_x}(F_{yf} + F_{yr}) \\ I_z\dot{\omega}_z = F_{yf}l_f - F_{yr}l_r + M_z \end{cases} \quad (7.1)$$

Donde m es la masa total del vehículo, β es el ángulo de deriva, ω_z es la velocidad de guiñada, I_z es el momento de inercia respecto del eje vertical, l_f y l_r son respectivamente las distancias de los ejes delantero y trasero al centro de gravedad. M_z es el momento alrededor del eje vertical inducido por la diferencia entre las fuerzas sobre los neumáticos del lado izquierdo y derecho.

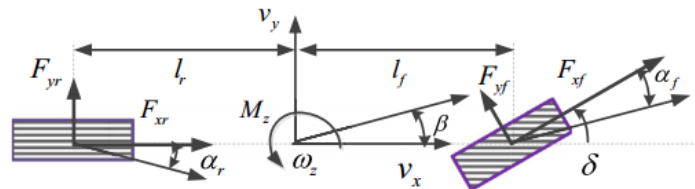


Figura 7- 1: Esquema del sistema de dos grados de libertad

Las fuerzas laterales sobre los neumáticos se pueden obtener a partir del ángulo de deriva del neumático modelando su rigidez lateral con una incertidumbre tal que:

$$F_{yi} = (\bar{c}_i + \Delta\bar{c}_i N(t)) \alpha_i = c_i \alpha_i, i = f, r \quad (7.2)$$

Donde $i = f, r$ hace referencia al eje delantero y trasero respectivamente, α_i es el ángulo de deriva, c_i representa los coeficientes de rigidez lateral mediante la expresión $c_i = \bar{c}_i + \Delta\bar{c}_i N(t)$, donde \bar{c}_i es un término constante, y $\Delta\bar{c}_i N(t)$ representa la incertidumbre existente. Siendo $N(t) \leq 1$, se puede expresar la rigidez lateral como:

$$c_i - \Delta\bar{c}_i \leq c_i \leq \bar{c}_i + \Delta\bar{c}_i$$

Los ángulos de deriva de los neumáticos se pueden expresar de la siguiente forma:

$$\alpha_f = \delta - \frac{\omega_z l_f}{v_x} - \beta, \alpha_r = \frac{\omega_z l_r}{v_x} - \beta \quad (7.3)$$

Seleccionando como vector de estado $x_0 = [\beta \quad \omega_z]^T$, se tiene que:

$$\dot{x}_0(t) = \bar{A}_0 x_0(t) + \bar{B}_0 \delta + B_{M0} M_z \quad (7.4)$$

Donde:

$$\bar{A}_0 = \begin{bmatrix} \frac{-c_f - c_r}{mv_x} & \frac{c_r l_r - c_f l_f}{mv_x^2} - 1 \\ \frac{c_r l_r - c_f l_f}{I_z} & \frac{-c_f l_f^2 - c_r l_r^2}{I_z v_x} \end{bmatrix}, \bar{B}_0 = \begin{bmatrix} \frac{c_f}{mv_x} \\ \frac{c_f l_f}{I_z} \end{bmatrix}, B_{M0} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{I_z} \end{bmatrix}$$

La medición del sistema es la velocidad de guiñada ω_z , por lo que la ecuación de la salida:

$$y = x_0 C_0 \quad (7.5)$$

Donde $C_0 = [0 \quad 1]$.

Considerando un error del sensor constante, de las ecuaciones anteriores se obtiene:

$$\begin{cases} \dot{x}_0(t) = \bar{A}_0 x_0(t) + \bar{B}_0 \delta + B_{M0} M_z \\ y = x_0 C_0 + \eta \end{cases} \quad (7.6)$$

Donde $\eta \in R^1$ es el error producido por el sensor.

7.3. Diseño de observador tipo Luenberger

Antes de introducir el diseño robusto del observador, se mostrará un observador semejante a un observador Luenberger para mostrar la dificultad de seleccionar la ganancia de este observador.

Se diseña un filtro para la señal de salida debido a que está contaminada por el error del sensor [17]:

$$\dot{z} = Fz + y = Fz + x_0 C_0 + \eta \quad (7.7)$$

Donde F es la ganancia del filtro, y es la medición, z es la versión filtrada de y , por lo que es la nueva salida.

Considerando el diseño del filtro, de las ecuaciones (7.6) y (7.7) el sistema aumentado queda de la siguiente manera:

$$\begin{cases} \dot{x}_0(t) = \bar{A}_0 x_0(t) + \bar{B}_0 \delta + B_{M0} M_z \\ \dot{z} = Fz + x_0 C_0 + \eta \end{cases} \quad (7.8)$$

Consideramos un nuevo vector de estado y una nueva señal de salida:

$$X = \begin{bmatrix} x_0 \\ z \end{bmatrix} \in R^3, Y = z \in R^1 \quad (7.9)$$

Con esto el sistema (7.8) queda de la siguiente forma:

$$\begin{cases} \dot{X} = \bar{A}X + \bar{B}\delta + B_M M_z + \Phi\eta \\ Y = CX \end{cases} \quad (7.10)$$

Donde:

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} \bar{A}_0 & 0_{2 \times 1} \\ C_0 & F \end{bmatrix} \in R^{3 \times 3}, B_M = \begin{bmatrix} B_{M0} \\ 0_{1 \times 1} \end{bmatrix} \in R^{3 \times 1}, \bar{B} = \begin{bmatrix} \bar{B}_0 \\ 0_{1 \times 1} \end{bmatrix} \in R^{3 \times 1}$$

$$\Phi = \begin{bmatrix} 0_{2 \times 1} \\ 1 \end{bmatrix} \in R^{3 \times 1}, C = [0_{1 \times 2} \quad 1] \in R^{1 \times 3}$$

Se puede observar que la salida del sistema aumentado (7.10) es $Y = z$, que es la versión filtrada de y . De acuerdo con (7.10) se puede diseñar un observador de la siguiente manera:

$$\begin{cases} \dot{\hat{X}} = \bar{A}\hat{X} + \bar{B}\delta + B_M M_z + \Phi\hat{\eta} + \bar{L}_0(Y - C\hat{X}) \\ \dot{\hat{\eta}} = \bar{L}_1(Y - C\hat{X}) \end{cases} \quad (7.11)$$

Donde \hat{X} y $\hat{\eta}$ son las estimaciones de X y η , y $\bar{L}_0 \in R^{3 \times 1}$, $\bar{L}_1 \in R^{1 \times 1}$ las ganancias del observador. Los errores de estimación correspondientes al vector de estado y al error del sensor se definen como:

$$\begin{cases} \tilde{X} = X - \hat{X} \\ \tilde{\eta} = \eta - \hat{\eta} \end{cases} \quad (7.12)$$

Se evalúa la dinámica del error de estimación y se obtiene:

$$\begin{cases} \dot{\tilde{X}} = \dot{X} - \dot{\hat{X}} = [\bar{A} - \bar{L}_0 C]\tilde{X} + \Phi\tilde{\eta} \\ \dot{\tilde{\eta}} = -\bar{L}_1 C\tilde{X} \end{cases} \quad (7.13)$$

El objetivo de escoger este observador es hacer que las estimaciones converjan a su valor verdadero, para $t \rightarrow \infty$, $\hat{X} \rightarrow X$ y $\hat{\eta} \rightarrow \eta$, lo que es equivalente a decir que los errores converjan a cero, para $t \rightarrow \infty$, $\tilde{X} \rightarrow 0$ y $\tilde{\eta} \rightarrow 0$.

→ 0. Para encontrar una condición para la que se cumpla esta convergencia, la ecuación (7.13) puede ser expresada de la siguiente manera:

$$\begin{bmatrix} \dot{\tilde{X}} \\ \dot{\tilde{\eta}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{A} - \bar{L}_0 C & \Phi \\ -\bar{L}_1 C & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{X} \\ \tilde{\eta} \end{bmatrix} \quad (7.14)$$

De este modo para el sistema descrito en la ecuación (7.10), se cumplirá la convergencia si existe un observador de la forma de (7.11) para el que $\bar{L}_0 \in R^{3 \times 1}$, $\bar{L}_1 \in R^{1 \times 1}$ cumplan la siguiente condición:

$$A_L := \begin{bmatrix} \bar{A} - \bar{L}_0 C & \Phi \\ -\bar{L}_1 C & 0 \end{bmatrix} < 0 \quad (7.15)$$

De modo que habrá que calcular las ganancias $\bar{L}_0 \in R^{3 \times 1}$, $\bar{L}_1 \in R^{1 \times 1}$ que cumplan dicha inecuación. Es aquí donde aparece el problema del cálculo de dicho observador.

En primero lugar, A_L (7.15) no es una matriz invariante con el tiempo ya que depende de $v_x(t)$, por lo que las ganancias \bar{L}_0 y \bar{L}_1 no podrán asegurar la convergencia para todos cualquier valor de $v_x(t)$.

En segundo lugar, aun asumiendo que se han encontrado unas ganancias que cumplen $A_L < 0$ para todo el rango de valores posibles de $v_x(t)$, hay que recordar que A_L no solo varia con $v_x(t)$, si no que también depende de los coeficientes de adherencia c_f y c_r , que pertenecen al rango $\bar{C}_i - \Delta\bar{C}_i \leq c_i \leq \bar{C}_i + \Delta\bar{C}_i$, donde $i = f, r$, para hacer referencia al eje delantero y trasero respectivamente. De este modo aparece la dificultad de trabajar con la incertidumbre de dichos parámetros.

Para una velocidad $v_x(t)$ variable con el tiempo, y la incertidumbre de los coeficientes c_f y c_r la convergencia es difícil de asegurar, pero esta condición no es suficiente para obtener un observador que vaya a ser puesto en práctica.

En resumidas cuentas, el cálculo de las ganancias $\bar{L}_0 \in R^{3 \times 1}$ y $\bar{L}_1 \in R^{1 \times 1}$ para un observador de tipo Luenberger presenta tres dificultades principalmente:

- 1) A_L varia con el tiempo debido a $v_x(t)$, por lo que es difícil asegurar que $A_L < 0$ para todos los posibles valores de $v_x(t)$.
- 2) Los coeficientes c_f y c_r no son constantes si no que guardan cierta incertidumbre, y aun obteniendo unas ganancias \bar{L}_0 y \bar{L}_1 que cumplan $A_L < 0$ para valores constantes de c_f y c_r , no se puede asegurar que $A_L < 0$ se cumpla añadiendo la incertidumbre de estos coeficientes.
- 3) Aun resolviendo los dos inconvenientes anteriores, la condición de convergencia no es suficiente para garantizar un sistema rápido y fiable.

Para solventar estos problemas se propondrá el diseño de un observador robusto.

7.4. Modificación del modelado del vehículo

Para facilitar el diseño del observador, es preciso realizar una serie de modificaciones respecto al modelado del vehículo [18]. Estas modificaciones se aplicarán en la ecuación (7.6).

Debido al error que existe entre el sistema real y el modelo, se añadirá un termino $\varepsilon \in R^{2 \times 1}$ de modo que:

$$\begin{cases} \dot{x}_0(t) = \bar{A}_0 x_0(t) + \bar{B}_0 \delta + B_{M0} M_z + \varepsilon \\ y = x_0 C_0 + \eta \end{cases} \quad (7.16)$$

En el sistema anterior, las matrices \bar{A}_0 y \bar{B}_0 no son constantes, sino que dependen de la velocidad v_x . Teniendo en cuenta el significado físico de v_x puede asumirse que pertenece al intervalo $v_x \in [\underline{v}_x, \bar{v}_x]$, donde \underline{v}_x y \bar{v}_x son el valor mínimo y máximo respectivamente que puede tomar v_x . De este modo, se modificará el modelo de acuerdo con las técnicas de modelado con incertidumbre [18].

Con esto lo que se buscará es garantizar la estabilidad del sistema para el rango que velocidades que se defina.

Considerando $A_0 = \{A_{01}, A_{02}\}$, $\Delta A_0 = \{\Delta A_{01}, \Delta A_{02}\}$, $B_0 = \{B_{01}, B_{02}\}$, $\Delta B_0 = \{\Delta B_{01}, \Delta B_{02}\}$. El modelo del vehículo puede ser expresado de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \dot{x}_0(t) &= \sum_{i=1}^2 \rho_i [(A_{0i} + \Delta A_{0i})x_0(t) + (B_{0i} + \Delta B_{0i})\delta + B_{M0}M_z] + \varepsilon \\ &= \sum_{i=1}^2 \rho_i (A_{0i} + \Delta A_{0i})x_0(t) + \sum_{i=1}^2 \rho_i (B_{0i} + \Delta B_{0i})\delta + B_{M0}M_z + \varepsilon \end{aligned} \quad (7.17)$$

Donde:

$$\begin{aligned} A_{01} &= \begin{bmatrix} \frac{-\bar{c}_f - \bar{c}_r}{m\bar{v}_x} & \frac{(\bar{c}_r l_r - \bar{c}_f l_f)c_1}{m} - 1 \\ \frac{\bar{c}_r l_r - \bar{c}_f l_f}{I_z} & \frac{-\bar{c}_f l_f^2 - \bar{c}_r l_r^2}{I_z \bar{v}_x} \end{bmatrix}, B_{01} = \begin{bmatrix} \frac{\bar{c}_f}{m\bar{v}_x} \\ \frac{\bar{c}_f l_f}{I_z} \end{bmatrix} \\ A_{02} &= \begin{bmatrix} \frac{-\bar{c}_f - \bar{c}_r}{m\underline{v}_x} & \frac{(\bar{c}_r l_r - \bar{c}_f l_f)c_2}{m} - 1 \\ \frac{\bar{c}_r l_r - \bar{c}_f l_f}{I_z} & \frac{-\bar{c}_f l_f^2 - \bar{c}_r l_r^2}{I_z \underline{v}_x} \end{bmatrix}, B_{02} = \begin{bmatrix} \frac{\bar{c}_f}{m\underline{v}_x} \\ \frac{\bar{c}_f l_f}{I_z} \end{bmatrix} \end{aligned}$$

$$c_1 = \frac{7\underline{v}_x^2 + 2\underline{v}_x \bar{v}_x - \bar{v}_x^2}{8\underline{v}_x^2 \bar{v}_x^2}, d_1 = \frac{(\bar{v}_x - \underline{v}_x)^2}{8\underline{v}_x^2 \bar{v}_x^2}$$

$$c_2 = \frac{7\bar{v}_x^2 + 2\underline{v}_x \bar{v}_x - \underline{v}_x^2}{8\underline{v}_x^2 \bar{v}_x^2}, d_2 = \frac{(\bar{v}_x - \underline{v}_x)^2}{8\underline{v}_x^2 \bar{v}_x^2}$$

$$d_3 = (\bar{c}_r l_r - \bar{c}_f l_f) d_1 + (\Delta \bar{c}_r l_r - \Delta \bar{c}_f l_f) c_1 + (\Delta \bar{c}_r l_r - \Delta \bar{c}_f l_f) d_1$$

$$d_4 = (\bar{c}_r l_r - \bar{c}_f l_f) d_2 + (\Delta \bar{c}_r l_r - \Delta \bar{c}_f l_f) c_2 + (\Delta \bar{c}_r l_r - \Delta \bar{c}_f l_f) d_2$$

$$\Delta A_{01} = E_{11} \bar{M}(t) F_1, \Delta A_{02} = E_{12} \bar{M}(t) F_1$$

$$E_{11} = \begin{bmatrix} \frac{-\Delta \bar{c}_f - \Delta \bar{c}_r}{m \bar{v}_x} & \frac{d_3}{m} \\ \frac{\Delta \bar{c}_r l_r - \Delta \bar{c}_f l_f}{I_z} & \frac{-\Delta \bar{c}_f l_f^2 - \Delta \bar{c}_r l_r^2}{I_z \bar{v}_x} \end{bmatrix}$$

$$E_{12} = \begin{bmatrix} \frac{-\Delta \bar{c}_f - \Delta \bar{c}_r}{m \underline{v}_x} & \frac{d_4}{m} \\ \frac{\Delta \bar{c}_r l_r - \Delta \bar{c}_f l_f}{I_z} & \frac{-\Delta \bar{c}_f l_f^2 - \Delta \bar{c}_r l_r^2}{I_z \underline{v}_x} \end{bmatrix}$$

$$\bar{M}(t) = \begin{bmatrix} N(t) & 0 \\ 0 & N(t) \end{bmatrix}, F_1 = I_2$$

$$\Delta B_{01} = E_{21} \bar{M}(t) F_2, \Delta B_{02} = E_{22} \bar{M}(t) F_2$$

$$E_{21} = \begin{bmatrix} \frac{\Delta \bar{c}_f}{m \bar{v}_x} & 0 \\ 0 & \frac{\Delta \bar{c}_f l_f}{I_z} \end{bmatrix}, E_{22} = \begin{bmatrix} \frac{\Delta \bar{c}_f}{m \underline{v}_x} & 0 \\ 0 & \frac{\Delta \bar{c}_f l_f}{I_z} \end{bmatrix}$$

$$F_2 = \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \end{bmatrix}, |N(t)| \leq 1$$

Considerando $\rho = 1/v_x$, $\bar{\rho} = 1/\underline{v}_x$ y $\underline{\rho} = 1/\bar{v}_x$, la ecuación (7.17) puede reescribirse se la siguiente forma:

$$\begin{cases} \dot{x}_0(t) = [A_0(\rho) + \Delta A_0(\rho)]x_0(t) + [B_0(\rho) + \Delta B_0(\rho)]\delta + B_{M0}M_z + \varepsilon \\ y = x_0 C_0 + \eta \end{cases} \quad (7.18)$$

Donde $A_0(\rho) = \{A_{01}, A_{02}\}$, $\Delta A_0(\rho) = \{\Delta A_{01}, \Delta A_{02}\}$, $B_0(\rho) = \{B_{01}, B_{02}\}$, $\Delta B_0(\rho) = \{\Delta B_{01}, \Delta B_{02}\}$.

El error del sensor es considerado constante. La ecuación (7.18) estabiliza el modelo con incertidumbre del vehículo teniendo en cuenta los errores debidos al modelado y el error en la señal de la velocidad de guiñada. El objetivo del observador será reconstruir y corregir la señal contaminada de la velocidad de guiñada ω_z y estimar el error del sensor η .

A continuación, se mostrará el diseño del observador con el que además se estimará el ángulo de deriva β .

7.5. Diseño del observador

Como se indicó en la ecuación (7.7) se diseña un filtro para y de la siguiente forma [17]:

$$\dot{z} = Fz + y = Fz + x_0 C_0 + \eta \quad (7.19)$$

Donde F es la ganancia del filtro y z es conocido.

Se define de este modo un nuevo vector de estado y una nueva señal de salida:

$$X = \begin{bmatrix} x_0 \\ z \end{bmatrix} \in R^3, Y = z \in R^1,$$

Luego:

$$\begin{cases} \dot{X} = [A(\rho) + \Delta A(\rho)]X + [B(\rho) + \Delta B(\rho)]\delta + B_M M_z + \Phi\eta + H\varepsilon \\ Y = CX \end{cases} \quad (7.20)$$

Donde:

$$A(\rho) = \begin{bmatrix} A_0(\rho) & 0_{2 \times 1} \\ C_0 & F \end{bmatrix} \in R^{3 \times 3}, \Delta A(\rho) = \begin{bmatrix} \Delta A_0(\rho) & 0_{2 \times 1} \\ 0_{1 \times 2} & 0 \end{bmatrix} \in R^{3 \times 3},$$

$$B(\rho) = \begin{bmatrix} B_0(\rho) \\ 0_{1 \times 1} \end{bmatrix} \in R^{3 \times 1}, \Delta B(\rho) = \begin{bmatrix} \Delta B_0(\rho) \\ 0_{1 \times 1} \end{bmatrix} \in R^{3 \times 1},$$

$$H = \begin{bmatrix} I_2 \\ 0_{1 \times 2} \end{bmatrix} \in R^{3 \times 2}, \Phi = \begin{bmatrix} 0_{2 \times 1} \\ 1 \end{bmatrix} \in R^{3 \times 1}, B_M = \begin{bmatrix} B_{M0} \\ 0_{1 \times 1} \end{bmatrix} \in R^{3 \times 1},$$

$$C = [0_{1 \times 2} \quad 1] \in R^{1 \times 3}$$

Siendo $A = \{A_1, A_2\}$, $\Delta A = \{\Delta A_1, \Delta A_2\}$, $B = \{B_1, B_2\}$, $\Delta B = \{\Delta B_1, \Delta B_2\}$ obtenidas de la siguiente forma:

$$\Delta A_i = \begin{bmatrix} \Delta A_{0i} & 0_{2 \times 1} \\ 0_{1 \times 2} & 0_{1 \times 1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} E_{1i} \\ 0_{1 \times 2} \end{bmatrix} \overline{M}(t) [F_1 \quad 0_{1 \times 2}],$$

$$\Delta B_i = \begin{bmatrix} \Delta B_{0i} \\ 0_{1 \times 1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_2 \\ 0_{1 \times 2} \end{bmatrix} E_{2i} \overline{M}(t) F_2.$$

Se puede proponer un estimador basado en la ecuación (7.20):

$$\begin{cases} \dot{\hat{X}} = A(\rho)\hat{X} + B(\rho)\delta + B_M M_z + \Phi \hat{\eta} + L_0(Y - C\hat{X}) \\ \dot{\hat{\eta}} = L_1(Y - C\hat{X}) \end{cases} \quad (7.21)$$

Donde $L_0 \in R^{3 \times 1}$ y $L_1 \in R^{1 \times 1}$ son las ganancias del observador y, \hat{X} y $\hat{\eta}$ son las estimaciones para X y η respectivamente.

Se pueden definir los errores de estimación del vector de estado y del error del sensor de la siguiente forma:

$$\begin{cases} \tilde{X} = X - \hat{X} \\ \tilde{\eta} = \eta - \hat{\eta} \end{cases} \quad (7.22)$$

Se evalúa la dinámica del error basándose en las ecuaciones (7.20) y (7.21) de la siguiente manera:

$$\begin{cases} \dot{\tilde{X}} = \dot{X} - \dot{\hat{X}} = [A(\rho) - L_0]\tilde{X} + \Phi \tilde{\eta} + \Delta A(\rho)X + \Delta B(\rho)\delta + H\varepsilon \\ \dot{\tilde{\eta}} = -L_1 C \tilde{X} \end{cases} \quad (7.23)$$

Siendo $\Delta A(\rho) = \begin{bmatrix} \Delta A_0(\rho) & 0_{2 \times 1} \\ 0_{1 \times 2} & 0 \end{bmatrix} \in R^{3 \times 3}$, y $X = \begin{bmatrix} x_0 \\ z \end{bmatrix} \in R^3$, se tiene que $\Delta A(\rho)X = \begin{bmatrix} \Delta A_0(\rho) \\ 0_{1 \times 2} \end{bmatrix} x_0$, y se podrá expresar la ecuación (7.23) del siguiente modo:

$$\begin{cases} \dot{\tilde{X}} = \dot{X} - \dot{\hat{X}} = [A(\rho) - L_0]\tilde{X} + \Phi \tilde{\eta} + \Delta \bar{A}x_0 + \Delta B(\rho)\delta + H\varepsilon \\ \dot{\tilde{\eta}} = -L_1 C \tilde{X} \end{cases} \quad (7.24)$$

Donde $\Delta \bar{A} = \begin{bmatrix} \Delta A_0(\rho) \\ 0_{1 \times 2} \end{bmatrix} \in R^{3 \times 2}$.

Para estudiar la dinámica de \tilde{X} y $\tilde{\eta}$, se necesita un nuevo estado x_0 , por lo que el nuevo vector de estados resultará:

$$\xi = [\tilde{X}^T \quad \tilde{\eta} \quad x_0^T]^T$$

Y la ecuación 24 se podrá reescribir de la siguiente forma:

$$\begin{bmatrix} \dot{\tilde{X}} \\ \dot{\tilde{\eta}} \\ \dot{x}_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A(\rho) - L_0 C & \Phi & \Delta \bar{A} \\ -L_1 C & 0_{1 \times 1} & 0_{1 \times 2} \\ 0_{2 \times 3} & 0_{2 \times 1} & A_0(\rho) + \Delta A_0(\rho) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{X} \\ \tilde{\eta} \\ x_0 \end{bmatrix} +$$

$$+ \begin{bmatrix} \Delta B(\rho) & 0_{3 \times 1} \\ 0_{1 \times 1} & 0_{1 \times 1} \\ B(\rho) + \Delta B(\rho) & B_{M0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta \\ M_z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} H \\ 0_{1 \times 2} \\ I_2 \end{bmatrix} \varepsilon \quad (7.25)$$

Considerando $u = [\delta \ M_z]^T$, $\varepsilon \in R^{2 \times 1}$, el sistema (7.25) puede ser expresado como:

$$\dot{\xi} = [A_a(\rho) + \Delta A_a(\rho)]\xi + [B(\rho) + \Delta B(\rho)]u + H_a d \quad (7.26)$$

Donde:

$$A_a(\rho) = \begin{bmatrix} A(\rho) - L_0 C & \Phi & 0_{3 \times 2} \\ -L_1 C & 0_{1 \times 1} & 0_{1 \times 2} \\ 0_{2 \times 3} & 0_{2 \times 1} & A_0(\rho) \end{bmatrix} \in R^{6 \times 6},$$

$$\Delta A_a(\rho) = \begin{bmatrix} 0_{3 \times 3} & 0_{3 \times 1} & \Delta \bar{A}(\rho) \\ 0_{1 \times 3} & 0_{1 \times 1} & 0_{1 \times 2} \\ 0_{2 \times 3} & 0_{2 \times 1} & \Delta A_0(\rho) \end{bmatrix} \in R^{6 \times 6},$$

$$B_a(\rho) = \begin{bmatrix} 0_{3 \times 1} & 0_{3 \times 1} \\ 0_{1 \times 1} & 0_{1 \times 1} \\ B_0(\rho) & B_{M0} \end{bmatrix} \in R^{6 \times 2}, \Delta B_a(\rho) = \begin{bmatrix} \Delta B(\rho) & 0_{3 \times 1} \\ 0_{1 \times 1} & 0_{1 \times 1} \\ \Delta B_0(\rho) & 0_{2 \times 1} \end{bmatrix} \in R^{6 \times 2},$$

$$H_a = \begin{bmatrix} H \\ 0_{1 \times 2} \\ I_2 \end{bmatrix} \in R^{6 \times 2},$$

Siendo $\Delta A_a = \{\Delta A_{a1}, \Delta A_{a2}\}$, $\Delta B_a = \{\Delta B_{a1}, \Delta B_{a2}\}$ se tiene que:

$$\Delta A_a(\rho) = \begin{bmatrix} 0_{2 \times 3} & 0_{2 \times 1} & \Delta A_{0i} \\ 0_{2 \times 3} & 0_{2 \times 1} & 0_{2 \times 2} \\ 0_{2 \times 3} & 0_{2 \times 1} & \Delta A_{0i} \end{bmatrix} = G_{1i} \bar{M}(t) J_1,$$

$$\Delta B_{ai}(\rho) = \begin{bmatrix} \Delta B_{0i} & 0_{2 \times 1} \\ 0_{2 \times 1} & 0_{2 \times 1} \\ \Delta B_{0i} & 0_{2 \times 1} \end{bmatrix} = G_{2i} \bar{M}(t) J_2,$$

Donde:

$$G_{1i} = \begin{bmatrix} E_{1i} \\ 0_{2 \times 2} \\ E_{1i} \end{bmatrix}, G_{2i} = \begin{bmatrix} E_{2i} \\ 0_{2 \times 2} \\ E_{2i} \end{bmatrix}, J_1 = [0_{2 \times 2} \ 0_{2 \times 2} \ F_1], J_2 = F_2 [1 \ 0]$$

El rendimiento del observador se evalúa por sus errores de estimación que son \tilde{X} y $\tilde{\eta}$, por lo tanto, la salida del rendimiento τ puede definirse como:

$$\tau = E_a \xi \quad (7.27)$$

Donde $\tau = [E_{a1} \ E_{a2} \ 0_{1 \times 2}]$

Después de incorporar el rendimiento a las salidas del sistema, este puede reescribirse de la siguiente forma:

$$\begin{cases} \dot{\xi} = [A_a(\rho) + \Delta A_a(\rho)]\xi + [B_a(\rho) + \Delta B_a(\rho)]u + H_a d \\ \tau = E_a \xi \end{cases} \quad (7.28)$$

Los errores más pequeños de estimación \tilde{X} y $\tilde{\eta}$, con las perturbaciones de entrada u y d conducen a un mejor rendimiento de la estimación. Sin embargo, u y d tienen significados físicos diferentes, por lo que no pueden ser tratados del mismo modo. Para hacer frente a este inconveniente, el rendimiento ponderado se define como [19]:

$$\|\tau\| \leq \lambda^2 \gamma^2 \|u\|_2^2 + \|d\|_2^2 \quad (7.29)$$

Siendo γ el índice de rendimiento, λ un factor de ponderación para equilibrar el nivel de atenuación de dos entradas externas, u y d , a la salida de rendimiento τ . El factor de ponderación λ determina la importancia relativa del efecto del modelado y el de las otras entradas externas sobre los errores de estimación.

Se pone un mayor énfasis en el error de modelado si se aplica una λ mayor [19]. Para hacer frente a la variación con el tiempo, se presenta la programación para calcular la ganancia del observador de la siguiente forma:

Siendo $\Omega := (A_a(\rho), B_a(\rho))$, el sistema puede ser expresado como un politipo de la forma:

$$\Omega = \alpha_1(t)\Omega_1 + \alpha_2(t)\Omega_2, \text{ con } \alpha_1(t) + \alpha_2(t) = 1 \text{ y } \alpha_i(t) \geq 0 \quad (7.30)$$

Donde $\Omega_i := (A_{ai}, B_{ai})$ representan los vértices del politipo y α_i sus coeficientes:

$$\begin{cases} \Omega_1 := (A_{ai}(\underline{\rho}), B_{ai}(\underline{\rho})) \\ \Omega_2 := (A_{ai}(\overline{\rho}), B_{ai}(\overline{\rho})) \end{cases} \quad (7.31)$$

$$\begin{cases} \alpha_1(t) = (\overline{\rho} - \rho(t))/\Delta\rho \\ \alpha_2(t) = (\rho(t) - \underline{\rho})/\Delta\rho \end{cases} \quad (7.32)$$

Donde $\Delta\rho = (\overline{\rho} - \underline{\rho})$ y α_i se calcula a partir de mediciones realizadas.

Como se mencionó antes, mediante el uso de los politipos se persigue que el sistema sea estable para velocidades que se encuentren dentro del rango establecido por $v_x \in [\underline{v}_x, \overline{v}_x]$.

Además $A_a(\rho)$ puede dividirse en bloques como se indica a continuación:

$$A_a(\rho) = \begin{bmatrix} A_a^1 & 0_{4 \times 2} \\ 0_{2 \times 4} & A_a^2 \end{bmatrix} \quad (7.33)$$

Donde

$$A_a^1 = \begin{bmatrix} A(\rho) - L_0 C & \Phi \\ -L_1 C & 0_{1 \times 1} \end{bmatrix}, A_a^2 = A_0(\rho) \quad (7.34)$$

Por otra parte A_a^1 puede ser expresada de la siguiente forma:

$$A_a^1 = A_a^3 - L^0 C^0 \quad (7.35)$$

Donde

$$A_a^1 = \begin{bmatrix} A(\rho) & \Phi \\ 0_{1 \times 3} & 0_{1 \times 1} \end{bmatrix}, L^0 = \begin{bmatrix} L_0 \\ L_1 \end{bmatrix} \in R^{4 \times 1}, C^0 = [C \quad 0_{1 \times 1}] \in R^{1 \times 4}$$

La ganancia del observador L^0 puede expresarse como combinación lineal de las ganancias L_i^0 .

$$L^0 = \alpha_1 L_i^0 + \alpha_1(t) L_2^0 \quad (7.36)$$

Donde L_i^0 son las ganancias del observador para la matriz del sistema Ω_i , que son calculadas mediante el siguiente teorema:

Dado el sistema aumentado de la ecuación (7.28), el rendimiento ponderado de la ecuación (7.29) se satisface para unos γ y λ dados, y todos sus valores propios se localizan en un disco LMI (k, q) si las siguientes condiciones se cumplen para unas matrices $\tilde{Q}_i \in R^{4 \times 1}$, unas matrices definidas positivas $P_1 \in R^{4 \times 4}$, $P_2 \in R^{2 \times 2}$ y unos escalares positivos ε_{1i} , ε_{2i} :

$$\Theta_i < 0, 1 \leq i \leq 2 \quad (7.37)$$

$$\tilde{\Theta}_i < 0, 1 \leq i \leq 2 \quad (7.38)$$

Donde:

$$\Theta_i = \begin{bmatrix} (P_1 A_{ai}^3 - \tilde{Q}_i C^0) + (P_1 A_{ai}^3 - \tilde{Q}_i C^0)^T & 0 & 0 & P_1 H^1 & E_a^1 & P_1 E_{1i}^1 & 0 & P_1 G_{2i}^1 & 0 \\ * & P_2 A_{ai}^2 + (P_2 A_{ai}^2)^T & P_2 B_{0i}^2 & P_2 H^2 & 0 & P_2 E_{1i}^2 & \varepsilon_{1i} F_1^2 & P_2 G_{2i}^2 & 0 \\ * & * & -Y^2 I & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \varepsilon_{2i} J_2^T \\ * & * & * & -\lambda^2 Y^2 I & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & * & * & * & -I & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & * & * & * & * & -\varepsilon_{1i} I & 0 & 0 & 0 \\ * & * & * & * & * & * & -\varepsilon_{1i} I & 0 & 0 \\ * & * & * & * & * & * & * & -\varepsilon_{2i} I & 0 \\ * & * & * & * & * & * & * & * & -\varepsilon_{2i} I \end{bmatrix} < 0 \quad (7.39)$$

$$\tilde{\Theta}_i = \begin{bmatrix} -q P_1 & (P_1 A_{ai}^3 - \tilde{Q}_i C^0) + k P_1 \\ * & -q P_1 \end{bmatrix} < 0 \quad (7.40)$$

De modo que las ganancias del observador se obtendrán mediante la expresión:

$$L_i^0 = P_1^{-1} \tilde{Q}_i \quad (7.41)$$

Una mayor atenuación, o lo que es lo mismo, un mayor rendimiento de la estimación, se consigue con un menor valor de Υ según se ve en la ecuación.

Por ello se resolverán las inecuaciones (7.39) y (7.40) como un problema de minimización del parámetro Υ^2 .

8. Modelo para la estimación del ángulo de deriva

8.1. Introducción

En este proyecto se pretende diseñar un sistema para estimar el ángulo de deriva de un vehículo automóvil. Para estudiar el funcionamiento del sistema propuesto, este se implementará en el software Simulink, y se someterá a estudio un modelo de vehículo seleccionado en el software de TruckSim, sobre el que se realizarán una serie de pruebas y se analizarán los resultados obtenidos.

Dado que este sistema, para la estimación del ángulo beta, se basa en el diseño de un observador, cuya obtención quedo detallada en el capítulo 7, se seleccionará, en un primer lugar, un modelo de vehículo en el software Trucksim como sujeto de estudio, y se obtendrán los parámetros necesarios para el diseño del observador a partir de sus características técnicas.

Una vez obtenidas las variables del vehículo necesarias, se introducirán junto a las ecuaciones para el cálculo del observador en Matlab, y se obtendrán las ganancias L_0 y L_1 que definen el observador propuesto para el vehículo seleccionado.

A continuación, se muestra el modelo de vehículo de TruckSim escogido, así como sus características técnicas, de las cuales se recogerán en una tabla las necesarias para el diseño del observador:

8.2. Características del vehículo

Para el estudio del sistema diseñado para la estimación del ángulo de deriva, se escogerá un vehículo en el software de TruckSim como sujeto de pruebas, para el cual se diseñará previamente un observador. En este caso se escogerá una furgoneta cuyas principales características se detallan a continuación.

En el cálculo del observador se precisa de una serie de parámetros que se obtendrán del modelo seleccionado en TruckSim. Estos parámetros son los siguientes:

- Coeficientes de rigidez lateral de los neumáticos, que se consideraran iguales tanto para el eje trasero como el delantero.
- Distancia del eje delantero y trasero al centro de gravedad del vehículo.
- Masa total del vehículo, que será la suma de la masa suspendida y no suspendida.
- Momento de inercia alrededor del eje vertical sobre el centro de gravedad.

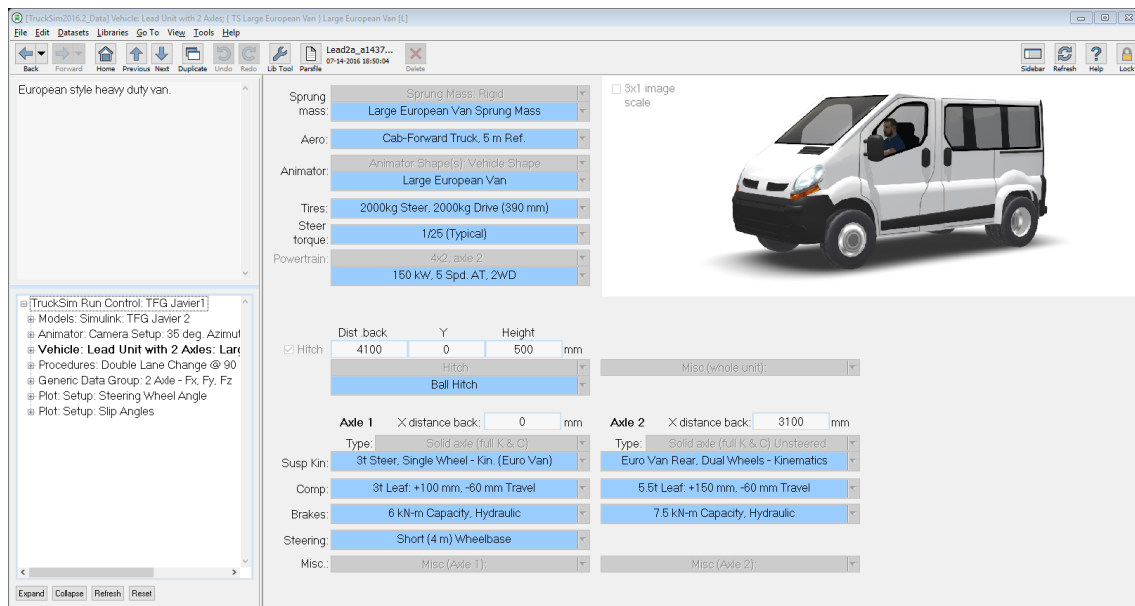


Figura 8- 1: Vehículo seleccionado para la simulación.

De la figura 8-1 se obtiene que la distancia entre ejes es de 3100 mm, y de la figura 8-2 que la distancia del centro de gravedad al eje delantero es de 1350 mm, por lo que se extraen finalmente los valores de l_f y l_r :

$$l_f = 1350 \text{ mm}$$

$$l_r = 1750 \text{ mm}$$

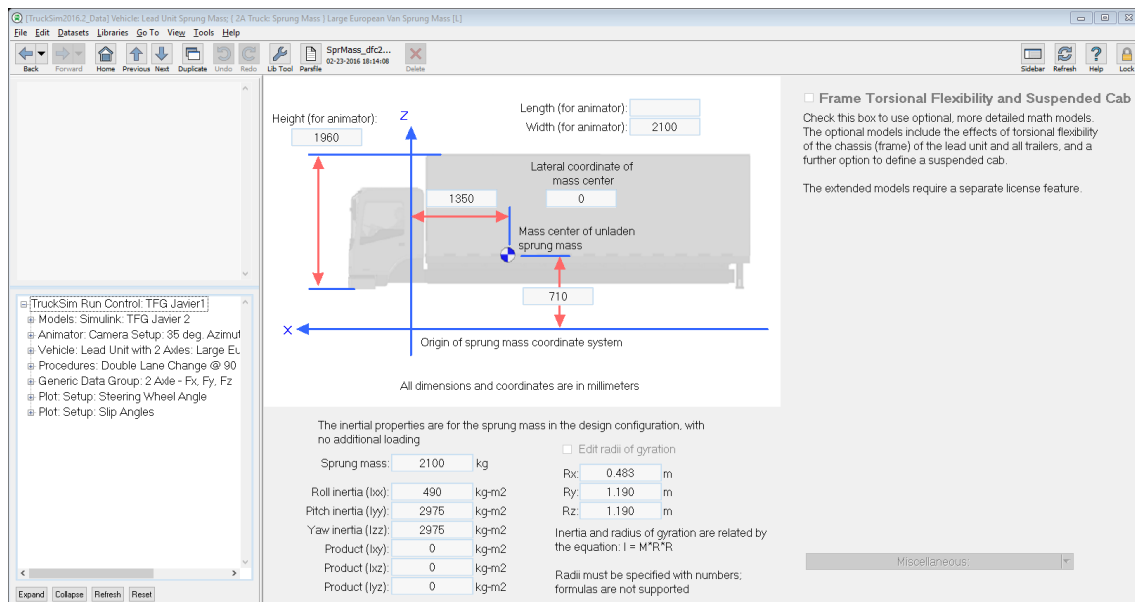


Figura 8- 2: Características dimensionales del vehículo.

De la figura 8-1 se extrae además el valor del momento de inercia alrededor del eje vertical, que en el software de Trucksim viene denominado como *Yaw Inertia*.

$$I_z = 2975 \text{ kg m}^2$$

Para el cálculo de la masa total del vehículo se tendrá en cuenta la masa suspendida, y las masas no suspendidas del eje delantero y el eje trasero.

Eje delantero:

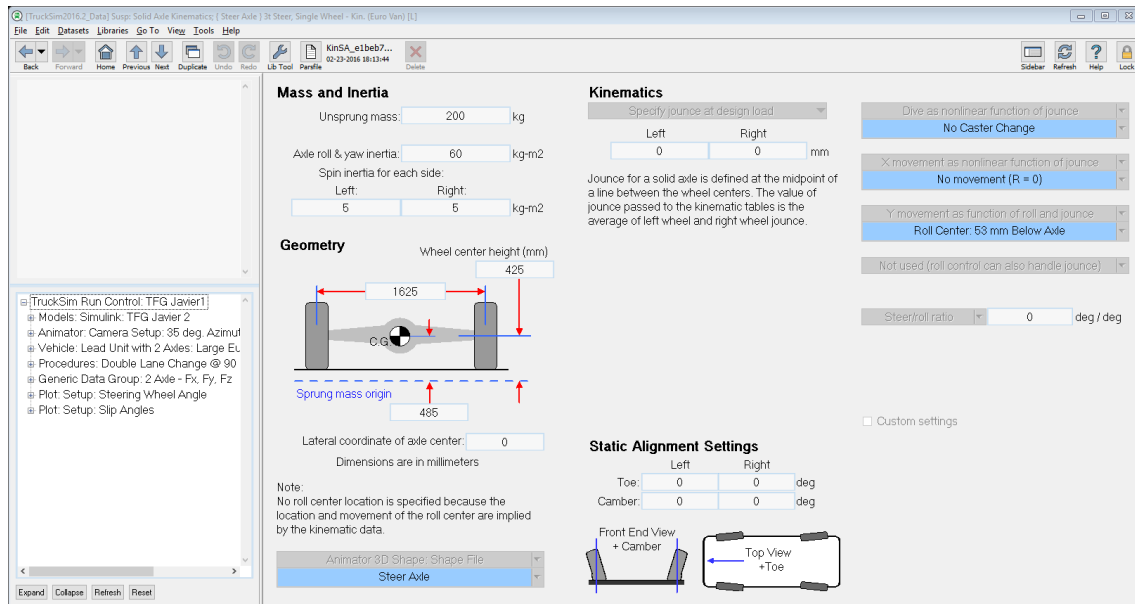


Figura 8- 3: Información referida al eje delantero.

Eje trasero:

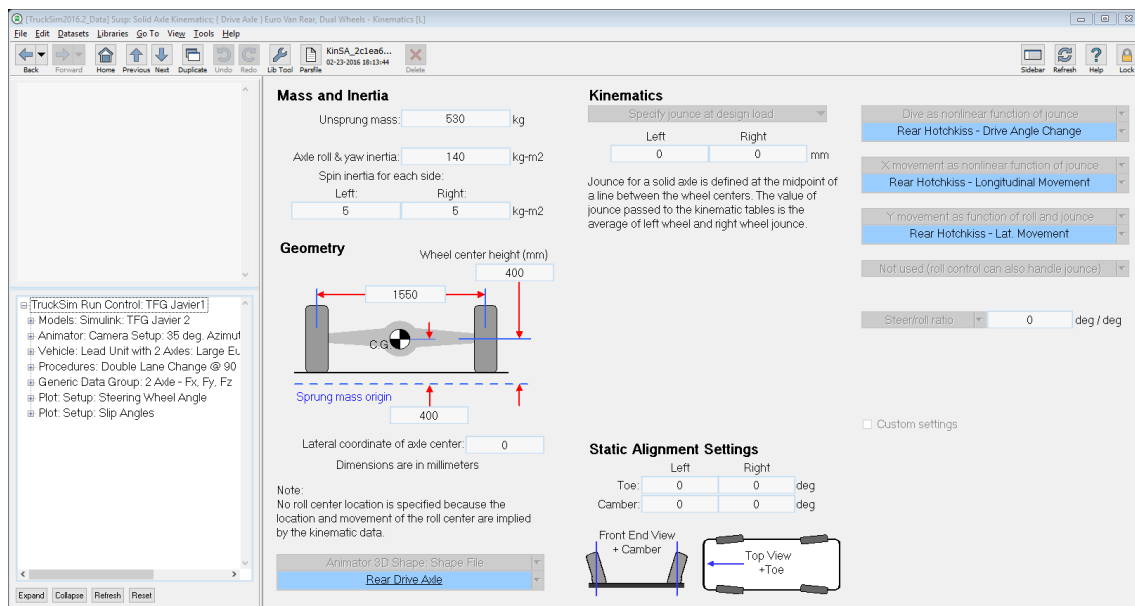


Figura 8- 4: Información referida al eje trasero.

De la figura 8-2 se obtiene el valor de la masa suspendida, y de las figuras 8-3 y 8-4 las masas no suspendidas del eje delantero y trasero respectivamente, lo que hace un total de:

$$m = 2100 + 200 + 530 = 2830 \text{ kg}$$

Para la obtención de los coeficientes de rigidez lateral se seleccionará el comando de Trucksim referido a los neumáticos (figura 8-5), y después el desplegable para la fuerza lateral F_y .

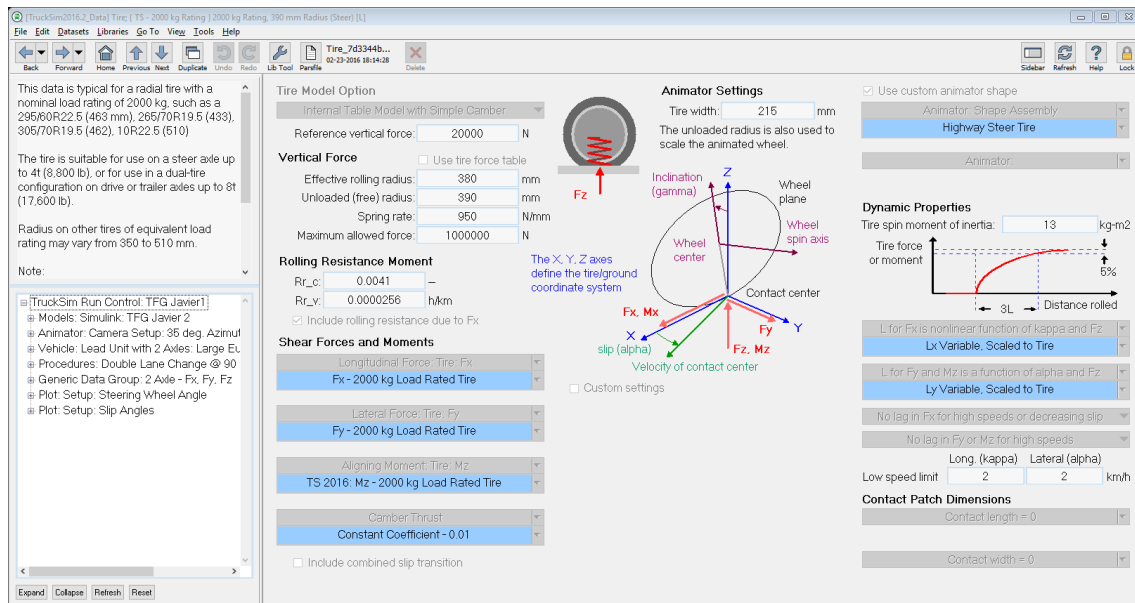


Figura 8- 5: Información referida a los neumáticos.

Como se explicó en el apartado de *deriva*, la rigidez a deriva se entiende como la relación entre la fuerza lateral y el ángulo de deriva formado en el neumático. Esta relación presenta un comportamiento lineal para valores pequeños del ángulo, y se corresponde con la zona estable.

El software de Trucksim proporciona las curvas de rigidez a deriva para diferentes condiciones de carga vertical sobre el neumático, y las representa en el siguiente diagrama en tres dimensiones.

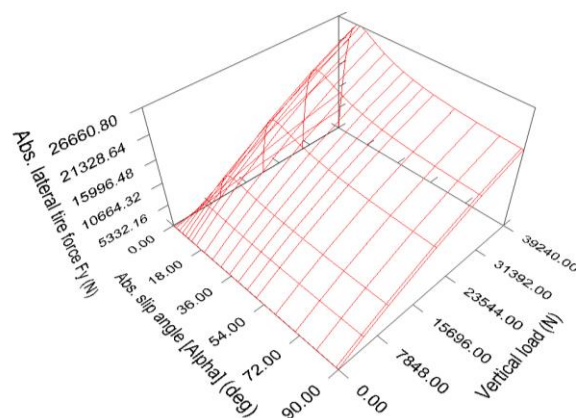


Figura 8- 6: Curvas de rigidez a deriva para distintos valores de carga vertical aplicada.

Se obtiene la rigidez a deriva de la pendiente de la curva en la zona lineal, que corresponde a ángulos de deriva menores de $\alpha = 5^\circ$. Se seleccionará una

curva intermedia de la figura 8-7 y se calculará como el cociente entre la fuerza lateral F_y y el ángulo de deriva del neumático α , y se expresará en N/rad .

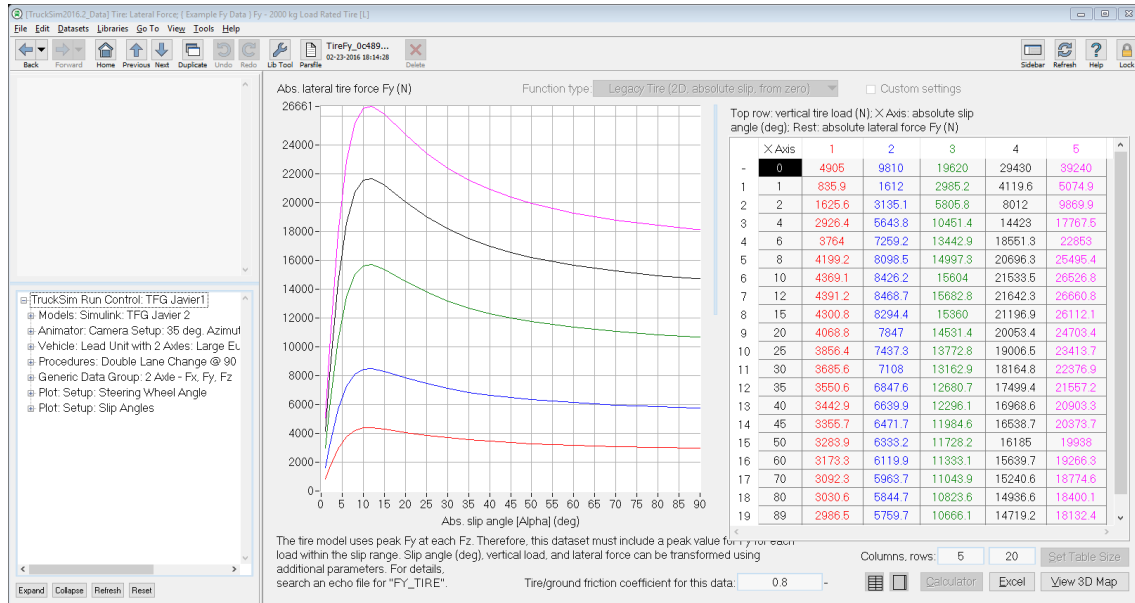


Figura 8- 7: Curvas de rigidez a deriva y tabla de valores de F_y para cada ángulo y condiciones de carga.

En este caso se calculará la rigidez a deriva de los neumáticos como el cociente:

$$c_f = c_r = \frac{F_y}{\alpha} = \frac{5643.8 \text{ N}}{4 \text{ deg}} \cdot \frac{180 \text{ deg}}{\pi \text{ rad}} = 80841.48 \frac{\text{N}}{\text{rad}}$$

Como se mencionó anteriormente, se aplicará el mismo coeficiente para el eje delantero y para el eje trasero, y se considerará la incertidumbre comentada en el apartado del diseño del observador, de modo que:

$$c_i - \Delta \bar{c}_i \leq c_i \leq \bar{c}_i + \Delta \bar{c}_i, \text{ para } i = f, r$$

Siendo:

$$c_f = c_r = 80.841 \text{ N/rad}$$

Y tomando una incertidumbre en dichos coeficientes para condiciones normales de circulación según [20]:

$$\Delta c_f = 10.000 \text{ N/rad}$$

$$\Delta c_r = 15.000 \text{ N/rad}$$

A modo aclaratorio, se presentarán en una tabla los parámetros del modelo de TruckSim que se implementarán en el diseño propuesto del observador:

m	2.830 kg
I_z	2.975 kg m ²
c_f	80.841 N/rad
c_r	80.841 N/rad
ΔC_f	10.000 N/rad
ΔC_r	15.000 N/rad
l_f	1350 mm
l_r	1750mm

Tabla 1: Variables modelo TruckSim

8.3. Diseño del observador

Como se detalló en el apartado del diseño de un observador para el sistema de estimación del ángulo de deriva, se calcularán las ganancias L_0 y L_1 que definen el observador. Para ello se implementará en el software Matlab el problema de minimización definido en las ecuaciones (7.39) y (7.40).

En el Anexo se presenta el código desarrollado en Matlab que se corresponde con la propuesta para el diseño del observador. Finalmente se obtienen las ganancias L_0 y L_1 que se introducirán en Simulink para analizar el comportamiento del sistema diseñado para la estimación del ángulo de deriva.

Resolviendo el problema de minimización en Matlab se obtienen:

$$L_1^0 = [69.5947 \quad 64.4140 \quad 64.2519 \quad 975.4794]^T$$

$$L_2^0 = [80.0292 \quad -101.1404 \quad 63.4888 \quad 995.6211]^T$$

Se calculan finalmente las ganancias del observador $L_0 \in R^{3 \times 1}$ y $L_1 \in R^{1 \times 1}$ del siguiente modo:

$$L_0 = \alpha_1 L_1^0 + \alpha_2 L_2^0 \in R^{3 \times 1} \quad (8.1)$$

Siendo $L_1^0 \in R^{3 \times 1}$ y $L_2^0 \in R^{3 \times 1}$ los tres primeros términos correspondientes a $L_1^0 \in R^{4 \times 1}$ y $L_2^0 \in R^{4 \times 1}$ respectivamente.

Por último:

$$L_1 = \alpha_1 L_1^1 + \alpha_2 L_1^2 \in R^{1 \times 1} \quad (8.2)$$

Siendo $L_1^1 \in R^{1 \times 1}$ y $L_1^2 \in R^{1 \times 1}$ el ultimo termino correspondiente a $L_1^0 \in R^{4 \times 1}$ y $L_2^0 \in R^{4 \times 1}$ respectivamente.

Una vez se han calculado las ganancias $L_0 \in R^{3 \times 1}$ y $L_1 \in R^{1 \times 1}$ se implementará el sistema para la estimación del ángulo de deriva basado en el observador calculado.

8.4. Estudio del comportamiento del sistema en Simulink

Se extraerá por una parte la señal corregida de la velocidad de guiñada, y por otra la señal la estimación del ángulo de deriva. Para comparar el funcionamiento del sistema basado en el diseño del observador con un modelo simple, se realizará un estudio en paralelo de ambos sistemas y de su aproximación a las señales proporcionadas por TruckSim.

Introducimos un modelo simple en el análisis para demostrar que es necesario un observador que trabaje con todos los datos recogidos por los sensores.

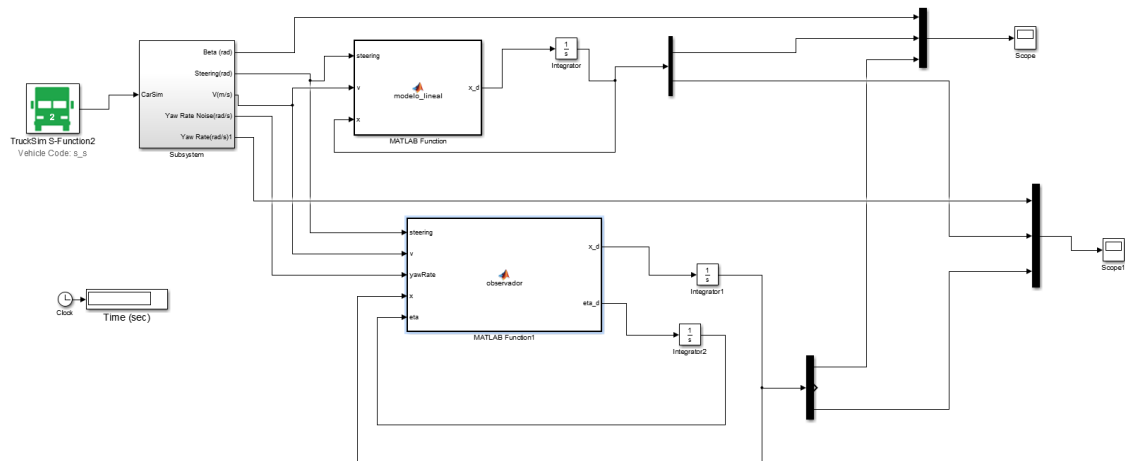


Figura 8- 8: Modelos para el estudio del ángulo de deriva y la velocidad de guiñada en Simulink.

8.4.1. Modelo simple

En primer lugar, se tiene el modelo simple, donde, para simplificar, no se tiene en consideración el momento M_z (7.4) quedando de la forma:

$$\dot{x} = A_0 x + B_0 \delta \quad (8.3)$$

Siendo δ el ángulo de giro y x vector de estado del que se extraen las señales del ángulo de deriva y de la corrección de la velocidad de guiñada.

Donde:

$$A_0 = \begin{bmatrix} \frac{-c_f - c_r}{mv_x} & \frac{c_r l_r - c_f l_f}{mv_x^2} - 1 \\ \frac{c_r l_r - c_f l_f}{I_z} & \frac{-c_f l_f^2 - c_r l_r^2}{I_z v_x} \end{bmatrix}, B_0 = \begin{bmatrix} \frac{c_f}{mv_x} \\ \frac{c_f l_f}{I_z} \end{bmatrix}$$

8.4.2. Modelo observador

En segundo lugar, y como objetivo principal de este proyecto, el sistema de estimación del ángulo de deriva basado en el diseño de un observador, suprimiendo M_z respecto de (7.21):

$$\begin{cases} \dot{X} = A(\rho)\eta + B(\rho)\delta + \Phi\eta + L_0(Y - CX) \\ \dot{\eta} = L_1(Y - CX) \end{cases} \quad (8.4)$$

Que utiliza como variables de entrada, las variables δ, v_x, Y , siendo estas el ángulo de giro, la velocidad longitudinal y la velocidad de guiñada respectivamente, como se indica en el modelo de Simulink de la figura.

Donde:

$$A(\rho) = \begin{bmatrix} A_0(\rho) & 0_{2 \times 1} \\ C_0 & F \end{bmatrix}$$

Siendo $A_0(\rho) = \{A_{01}, A_{02}\}$, de modo que se puede expresar como un politipo de la forma:

$$A(\rho) = \alpha_1 \begin{bmatrix} A_{01} & 0_{2 \times 1} \\ C_0 & F \end{bmatrix} + \alpha_2 \begin{bmatrix} A_{02} & 0_{2 \times 1} \\ C_0 & F \end{bmatrix}$$

Donde los vertices:

$$\begin{cases} \alpha_1 = (\bar{\rho} - \rho(t))/\Delta\rho \\ \alpha_2 = (\rho(t) - \underline{\rho})/\Delta\rho \end{cases} \quad (8.5)$$

Siendo $\rho = 1/v_x$, $\bar{\rho} = 1/\underline{v}_x$ y $\underline{\rho} = 1/\bar{v}_x$, y el rango de velocidades $[\underline{v}_x, \bar{v}_x]$ que garantiza la estabilidad del sistema $[5, 30] \text{ m/s}$.

$C_0 = [0 \quad 1]$ y F la ganancia del filtro que en este caso tomara un valor de $F = 5$.

Se expresa del mismo modo $B(\rho)$ como $B_0(\rho) = \{B_{01}, B_{02}\}$ de modo que:

$$B(\rho) = \alpha_1 \begin{bmatrix} B_{01} \\ 0 \end{bmatrix} + \alpha_2 \begin{bmatrix} B_{02} \\ 0 \end{bmatrix}$$

$L_0 \in R^{3 \times 1}$ y $L_1 \in R^{1 \times 1}$, las ganancias del observador cuyo cálculo se detalló anteriormente.

Se obtiene del vector X las señales correspondientes al ángulo de deriva y la velocidad de guiñada corregida.

Una vez generado el modelo para el estudio en Trucksim, se le introducirán las variables correspondientes al comportamiento del vehículo durante la realización de ciertas maniobras, y necesarias para la obtención del ángulo de deriva y la señal corregida de la velocidad de guiñada según los sistemas propuestos.

Dado que estas variables se obtienen mediante sensores, se ha incluido un ruido blanco a estas para asemejar las señales a las que se obtendrían en mediciones reales, y de este modo comprobar el efecto del filtro en el sistema del observador.

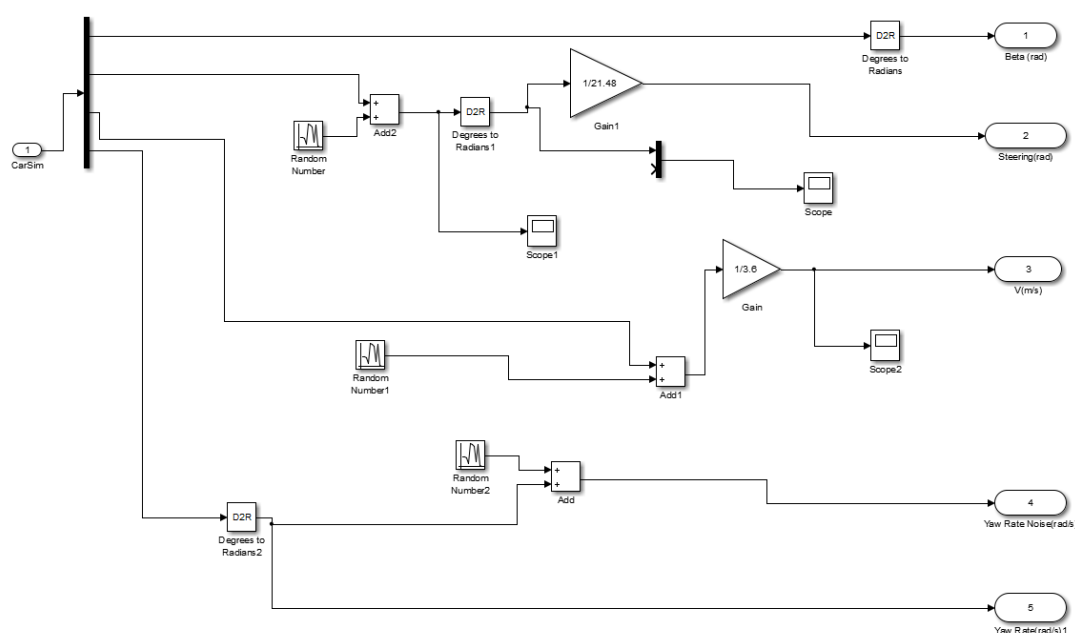


Figura 8- 9: Variables extraídas de TruckSim.

En la figura 8-9 se muestran las variables extraídas del modelo de TruckSim. Tanto el sistema simple como el basado en el observador utilizan como variables de entrada en ángulo de giro o *steering*, la velocidad longitudinal y la señal contaminada de la velocidad de guiñada. Puesto que el software TruckSim lo permite, se extraerán las señales reales del ángulo de deriva y velocidad de guiñada para su comparación con las estimadas por los sistemas propuestos.

8.5. Maniobras

Se detallan a continuación las maniobras escogidas para el estudio del modelo del vehículo. Cabe destacar que, dado que el ángulo de deriva es un parámetro clave para entender la dinámica lateral de un vehículo, las maniobras seleccionadas presentan cambios de dirección en los que aparecen esfuerzos laterales sobre este. Para cada una de ellas se recogerán los resultados

obtenidos en Simulink y se analizara la respuesta del sistema para la estimación del ángulo de deriva respecto a la señal proporcionada por Trucksim.

8.5.1. Doble cambio de carril a 70 km/h

En esta maniobra el vehículo se encuentra realizando una trayectoria rectilínea a una velocidad de 70 km/h, que se interrumpe con un giro para cambiar de carril, para después realizar otro giro en sentido contrario para volver al carril inicial.

Se selecciona esta maniobra en TruckSim y se envía al modelo implementado en Simulink para obtener las señales de la velocidad de guiñada corregida y de la estimación del ángulo de deriva. Para esta maniobra se obtienen los siguientes resultados:

- Ángulo de deriva:

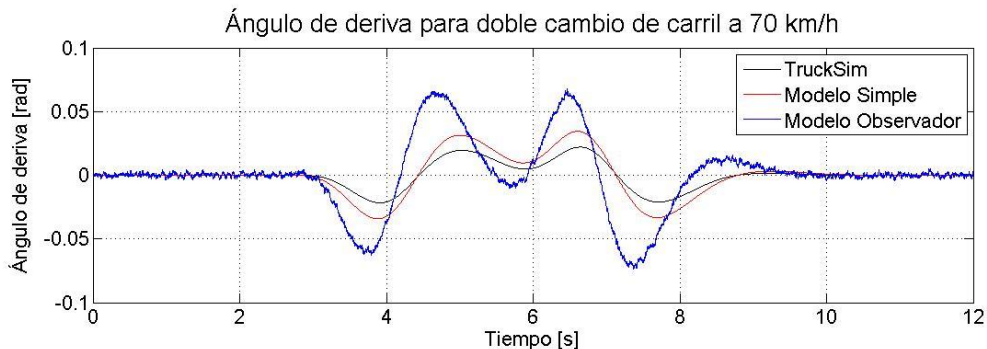


Figura 8- 10: Ángulo de deriva para doble cambio de carril a 70 km/h.

- Velocidad de guiñada o *yaw rate*:

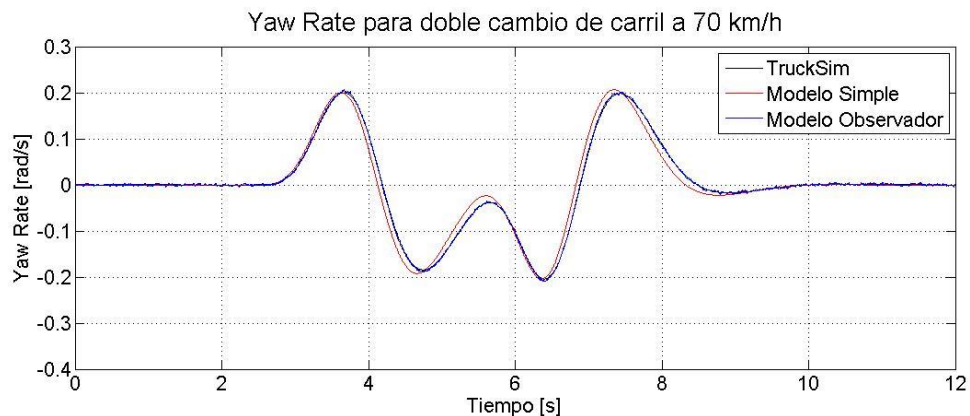


Figura 8- 11: Velocidad de guiñada para doble cambio de carril a 70 km/h.

8.5.2. Doble cambio de carril a 90 km/h

Esta maniobra será equivalente a la anterior, pero se realizará a una velocidad de 90 km/h.

- Ángulo de deriva:

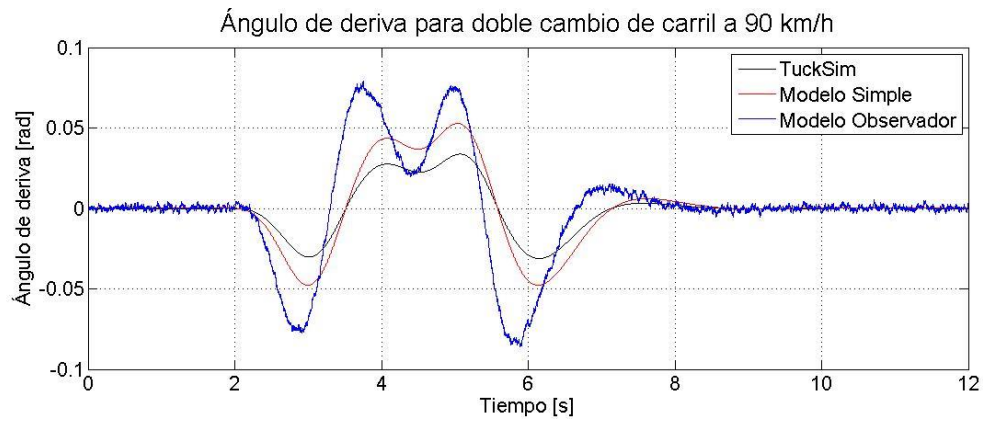


Figura 8- 12: Ángulo de deriva para doble cambio de carril a 90 km/h.

- Velocidad de guiñada o *yaw rate*:

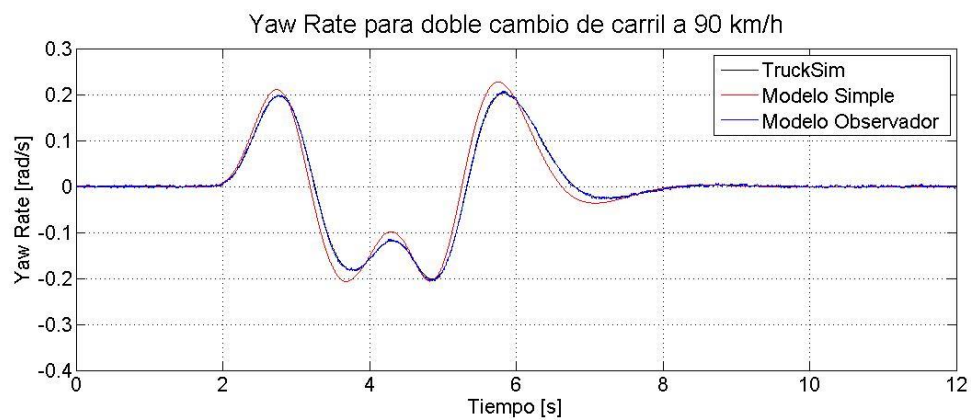


Figura 8- 13: Velocidad de guiñada para doble cambio de carril a 90 km/h.

8.5.3. Sine steer o movimiento sinusoidal

Este movimiento consiste en una sucesión de giros con los que se realiza un movimiento sinusoidal.

- Ángulo de deriva:

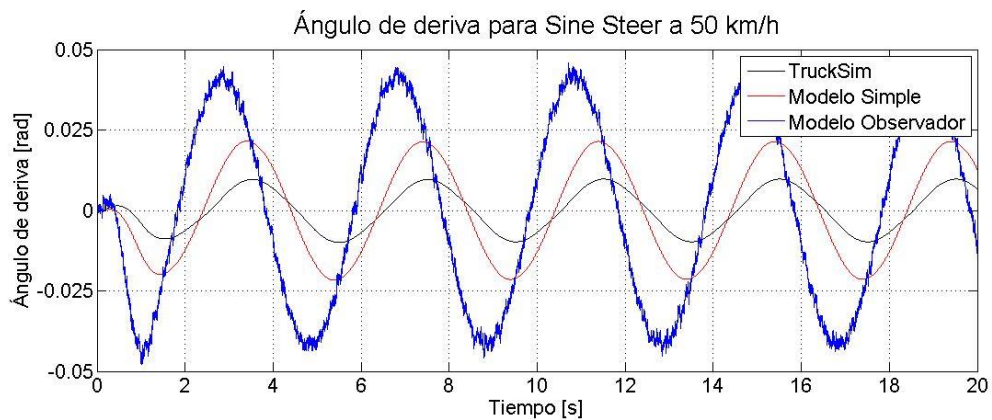


Figura 8- 14: Ángulo de deriva para movimiento sinusoidal a 50 km/h.

- Velocidad de guiñada o *yaw rate*:



Figura 8- 15: Velocidad de guiñada para movimiento sinusoidal a 50 km/h.

8.5.4. Giro de 270 grados a 40 km/h

Durante esta maniobra el vehículo pasa de un movimiento rectilíneo a tener un ángulo de giro de 270° que le mantiene constante de modo que el vehículo permanece inscribiendo una circunferencia a velocidad de 40 km/h.

- Ángulo de deriva:

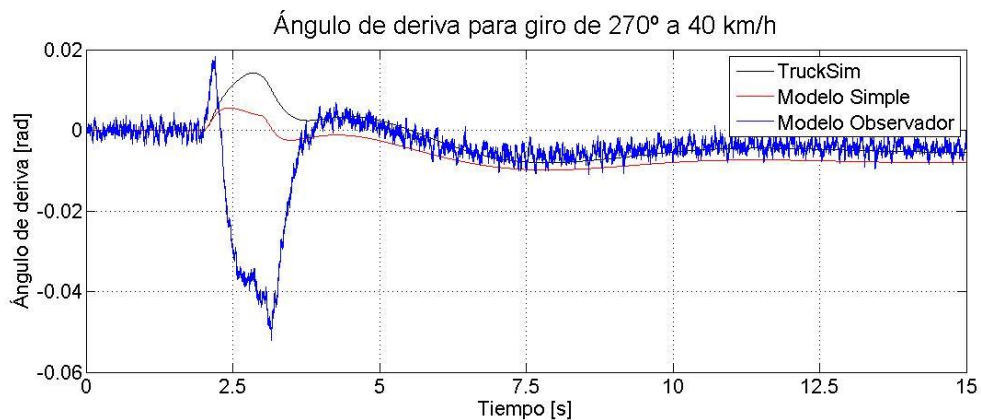


Figura 8- 16: Ángulo de deriva para giro de 270° a 40 km/h.

- Velocidad de guiñada o *yaw rate*:

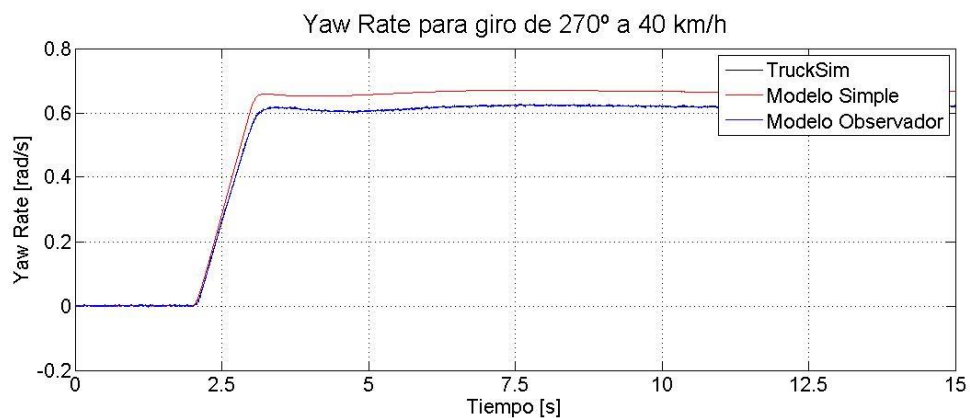


Figura 8- 17: Velocidad de guiñada para giro de 270° a 40 km/h.

8.6. Conclusiones

Como se puede observar en las señales obtenidas del ángulo de deriva, la estimación mediante el modelo propuesto se aproxima a la curva real proporcionada por el software Trucksim. Pese a no ajustarse con precisión a la curva real, se puede afirmar que el sistema propuesto es estable, y es esta condición lo que permite seguir investigando en esta dirección, buscando mejoras sobre este modelo. En el caso del giro de 270° , se observa un desajuste de la señal de la estimación del ángulo de deriva con la señal proporcionada por TruckSim, y aunque después estabiliza en el transitorio, deberá ser estudiado. En cuanto a la velocidad de guiñada, se observa que con el modelo del observador se consigue reducir el ruido gracias al filtro empleado, además de ajustar la señal con mayor exactitud que el modelo lineal.

Si bien el modelo propuesto guarda un cierto grado de incertidumbre, sobre él se podrá estudiar la posibilidad de complementarlo con la sensorización del vehículo, con la cual, a partir de la información adicional de ciertos parámetros y señales, se podrá conocer mejor el comportamiento dinámico de este, y de este modo estimar con mayor exactitud el ángulo de deriva.

Esta línea de investigación busca una mejora funcionamiento de los sistemas ESP, donde el conocer a tiempo real y con exactitud los parámetros que definen la dinámica del vehículo es crucial para poder dar una respuesta precisa ante cada situación que se pueda encontrar el conductor al volante. Es por ello por lo que, además, un sistema lineal como el propuesto, conlleva una menor potencia de cálculo, lo que permite un procesamiento de la información, y una estimación del ángulo de deriva más rápido, que a efectos prácticos se reflejara en una actuación más rápida del sistema ESP, y por ello en una corrección más inmediata del error cometido o de la situación de pérdida de estabilidad con el fin de evitar un posible accidente.

9. *Presupuesto*

9.1. Introducción

Para el desarrollo de este proyecto se han realizado una serie de tareas que se desglosaran para hacer una cuantificación del tiempo empleado y de los costes en los que se han incurrido.

1. Comprensión de la idea inicial y planteamiento.....	20h
2. Documentación y estudios previos.....	30h
3. Programación para el cálculo del observador.....	50h
4. Simulación del modelo en TruckSim.....	30h
5. Obtención de los resultados.....	10h
6. Conclusiones.....	10h
7. Redacción de la memoria.....	80h

El proyecto ha sido realizado entre los meses de Enero y Junio, siendo la carga de trabajo distinta entre ellos.

9.2. Presupuesto general

Una vez desglosadas las tareas del presente proyecto, se mencionarán los recursos utilizados, así como los costes implicados consecuencia de estos.

- Coste personal: el personal implicado en el proyecto lo componen Dña. Beatriz López Boada como tutora del proyecto, y Javier Colón Díez como estudiante y autor del proyecto.
- Coste de equipos: en este apartado se incluirán tanto los costes de todos los equipos, así como los costes de las licencias de los programas utilizados

A continuación, se hará un desglose detallado de los costes indicados anteriormente.

9.2.1. Presupuesto de personal

Costes de personal				
Apellidos, Nombre	Categoría	Dedicación (h)	Coste unitario (€/h)	Coste (€)
López Boada, Beatriz	Ingeniero Senior, tutora	30	70	2.100
Colón Diez, Javier	Estudiante, autor	230	40	9.200
			Total	11.300

Tabla 2: Costes de personal.

9.2.2. Presupuesto de equipos

Costes de equipos					
Descripción	Coste (€)	% de uso dedicado al proyecto	Periodo de uso (meses)	Depreciación (meses)	Coste incurrido (€)
Equipo informático	1.000	80	6	48	100
Licencia Matlab	2.000	50	6	12	500
Licencia TruckSim	20.000	30	3	12	1500
Licencia Office	120	30	4	12	12
				Total	2.112 €

Tabla 3: Costes de equipos.

Para calcular el coste incurrido debido a la amortización del equipo se emplea la siguiente formula:

$$\frac{\text{Periodo de uso}}{\text{Depreciación}} \times \text{Coste del equipo} \times \% \text{uso dedicado al proyecto}$$

9.3. Presupuesto total

Con todo esto se recoge en una tabla los diferentes costes asociados a la realización del proyecto, y se indica el presupuesto final de este.

Presupuesto final	
Descripción	Coste (€)
Costes de personal	11.300
Costes de equipos	2.112
Subtotal	13.412
Impuestos (IVA)	2816.52
Total	16.228,52 €

Tabla 4: Presupuesto total.

10. Conclusiones

En el presente proyecto se introduce el problema a nivel mundial de la seguridad a bordo de los vehículos automóviles, y su impacto en las cifras de mortalidad a causa de accidentes de tráfico. Se hace un recorrido por los sistemas de seguridad de los que están dotados los automóviles, entrando más en detalle en los sistemas de control de estabilidad ESP.

Los sistemas de control de estabilidad han supuesto una revolución en el mundo de la seguridad en los automóviles, y lideran las principales investigaciones en este sector. Como se mencionó en este proyecto, estos sistemas se basan en el estudio del comportamiento dinámico del automóvil, y pretenden dar respuesta ante errores cometidos por el conductor y situaciones de pérdida de estabilidad y control del vehículo. El principal problema que se presenta es la dificultad de conocer todos los parámetros que determinan el comportamiento de un vehículo en cada situación. El ángulo de deriva, del cual se habló anteriormente, es clave para entender la dinámica lateral de un vehículo automóvil, y en él se ha centrado el desarrollo de este proyecto.

Mejorar el funcionamiento de los sistemas ESP, es el objetivo que se persigue con la estimación del ángulo de deriva. Poder conocer a tiempo real y con exactitud este parámetro mejorara la respuesta de estos sistemas significativamente. No hay que olvidar que la meta última de estas investigaciones es la reducción del número de accidentes de tráfico, por lo que se perseguirá la implantación de estos sistemas en los vehículos de grandes producciones. Esto se traduce en que su coste no puede condicionar su implantación a vehículos de gama alta o superdeportivos, por lo que se tendrá que diseñar un sistema de estimación del ángulo de deriva a un coste razonable.

La opción de los sistemas GPS para la estimación del ángulo de deriva no es viable debido a su elevado coste, que imposibilita su implantación en grandes líneas de producción. Como solución ante este problema, en este proyecto se presenta el un sistema de estimación del ángulo de deriva basado en el diseño un observador. Este sistema estará soportado por variables que son fácilmente medibles a bordo del vehículo automóvil.

El sistema que aquí se propone servirá de base para futuros trabajos, en los que se estudiará la posibilidad de incluir más variables para la estimación del ángulo de deriva. Además, surge la necesidad de realizar más ensayos con distintas maniobras modificando los parámetros del vehículo para ver la sensibilidad del sistema ante estos cambios. También se estudiará la posibilidad de realizar un estudio para diferentes condiciones de la carretera en las que el coeficiente de rozamiento varíe.

Una vez se consiga un sistema suficientemente robusto y fiable como para poder ser implantado en un vehículo real, resultaría interesante implementarlo en un vehículo de pruebas para estudiar su funcionamiento con las señales proporcionadas por los sensores implantados.

11. Bibliografía

- [1] World Health Organization, *Global status report on road safety 2015*.
- [2] J.H. Ezeta, A. Mandow, A.G. Cerezo, *Los Sistemas de Suspensión Activa y Semiactiva: Una Revisión*, Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial RIAI, (2013) 10, 2, 121-132.
- [3] The driver assistance systems from Audi: New concepts for safety, convenience and light (Última consulta: junio 2017) <https://www.audiworld.com/articles/the-driver-assistance-systems-from-audi-new-concepts-for-safety-convenience-and-light/>
- [4] Francisco Aparicio Izquierdo, Carlos Vera Álvarez, Vicente Díaz López: *Teoría de los vehículos automóviles*. (1995).
- [5] Rajesh Rajamani, *Vehicle dynamics and control*, (2006), Springer Science, New York, 1. Aufl.; 1.
- [6] Pacejka, H.B., *Tire and vehicle dynamics*, 2012, Butterworth-Heinemann, GB, 3rd; Third; 3.
- [7] Control de Descenso de Pendientes (HDC) (Última consulta: junio 2017) <http://www.bmw.es/home/footer/1/glosario/hdc.html>
- [8] Sistema xDrive (Última consulta: junio 2017) <http://www.bmw.es/home/footer/1/glosario/xdrive.html>
- [9] ABS, VSC y TRC, juntos por el control del vehículo (Última consulta: junio 2017) <https://www.motorpasion.com/espaciotoyota/abs-vsc-y-trc-juntos-por-el-control-del-vehiculo>
- [10] Así funciona el TRC de Toyota, su sistema de control de tracción (Última consulta: junio 2017) <https://www.motorpasion.com/espaciotoyota/asi-funciona-el-trc-de-toyota-su-sistema-de-control-de-traccion>
- [11] J. Ryu, J. Rossetter J.C. Gerdes, Vehicle slip and roll parameter estimation using GPS, In: Proceedings of the 6th International Symposium on Advance Vehicle Control, AVEC'02, 2002.
- [12] D.M. Bevly, J. Ryu, J.C. Gerdes, *Integrating INS sensor with GPS measurements for continuous estimation of vehicle sideslip, roll and tire cornering stiffness*, IEEE Trans. Intell. Transp. Syst., 7 (4) (2006), pp. 483-493.
- [13] Hac, A. and Simpson, M., *Estimation of Vehicle Side Slip Angle and Yaw Rate*, SAE Technical Paper 2000-01-0696.
- [14] P. Shenghui, L. Chuan, L. Menghe, C. Lezhu, *Virtual sensor for vehicle sideslip angle based on Extended Kalman Filter*, In: Proceedings of the 2011. Third International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation, 2011.
- [15] X. Gao, Z. Yu, J. Neubeck, J. Wiedemann, *Sideslip angle estimation based on input-output linearisation with tire-road friction adaption*, Veh. Syst. Dyn., 48 (2) (2010), pp. 217-234.

- [16] B.L. Boada, M.J.L. Boada, V. Diaz, *Vehicle sideslip angle measurement based on sensor data fusion using an integrated ANFIS and an unscented kalman filter algorithm*, Mechanical Systems and Signal Processing (2016) 72-73, 832-845.
- [17] X. Yan, C. Edwards, Sensor fault detection and isolation for nonlinear systems based on a sliding mode observer, *Int. J. Adapt. Control. Signal Process.*, 21 (8–9) (2007), pp. 657–673.
- [18] H. Zhang, X. Zhang, J. Wang, *Robust gain-scheduling energy-to-peak control of vehicle lateral dynamics stabilisation*, *Veh. Syst. Dyn.*, 52 (3) (2014), pp. 309–340.
- [19] X. Huang, H. Zhang, G. Zhang, J. Wang, *Robust weighted gain-scheduling vehicle lateral motion control with considerations of steering system backlash-type hysteresis*, *Control Syst. Technol. IEEE Trans.*, 22 (5) (2014), pp. 1740–1753.
- [20] G. Zhang, et al., *Correction of contaminated yaw rate signal and estimation of sensor bias for an electric vehicle under normal driving conditions*, *Mech. Syst. Signal Process.* (2016).

12. Anexo

12.1. Cálculo observador

Previo al estudio del sistema para la estimación del ángulo de deriva, se calculará el observador para el vehículo escogido. Las variables necesarias para el cálculo del observador, y que se declararan en la función de Matlab se recogen en la siguiente tabla:

m	2.830 kg
I_z	2.975 kg m^2
c_f	80.841 N/rad
c_r	80.841 N/rad
ΔC_f	10.000 N/rad
ΔC_r	15.000 N/rad
l_f	1350 mm
l_r	1750 mm
F	5
E_{a1}	$[1 \quad 1 \quad 1]$
E_{a2}	1
q	22
k	25
λ	1
\bar{v}_x	30 m/s
\underline{v}_x	5 m/s

Tabla 5: Variables diseño observador.

```
function observador
```

```
q=22;  
k=25;
```

```
%parámetros
```

```
Cf=80841;
```



```

Cr=80841;

delta_Cf=10000;
delta_Cr=15000;

m=2830;

Iz=2975;

lf=1.350;
lr=1.750;

vx_min=5;
vx_max=30;

C0=[0 1];
C=[zeros(1,2) 1];

c1=((7*vx_min*vx_min)+(2*vx_max*vx_min)-
(vx_max*vx_max))/(8*vx_min*vx_min*vx_max*vx_max);

d1=((vx_max-vx_min)^2)/(8*vx_min*vx_min*vx_max*vx_max);

c2=((7*vx_max*vx_max)+(2*vx_max*vx_min)-
(vx_min*vx_min))/(8*vx_min*vx_min*vx_max*vx_max);

d2=((vx_max-vx_min)^2)/(8*vx_min*vx_min*vx_max*vx_max);

d3=((Cr*lr)-(Cf*lf))*d1+((delta_Cr*lr)-
(delta_Cf*lf))*c1+((delta_Cr*lr)-(delta_Cf*lf))*d1;

d4=((Cr*lr)-(Cf*lf))*d2+((delta_Cr*lr)-
(delta_Cf*lf))*c2+((delta_Cr*lr)-(delta_Cf*lf))*d2;

A_01=[(-Cf-Cr)/(m*vx_max) -1+((Cr*lr)-(Cf*lf))*c1/m; ((Cr*lr)-
(Cf*lf))/Iz (-Cf*lf*lf)-(Cr*lr*lr))/(Iz*vx_max)];

A_02=[(-Cf-Cr)/(m*vx_min) -1+((Cr*lr)-(Cf*lf))*c2/m; ((Cr*lr)-
(Cf*lf))/Iz (-Cf*lf*lf)-(Cr*lr*lr))/(Iz*vx_min)];

B_01=[Cf/(m*vx_max); (Cf*lf)/Iz];

B_02=[Cf/(m*vx_min); (Cf*lf)/Iz];

E_11=[(-delta_Cf-delta_Cr)/(m*vx_max) d3/m; ((delta_Cr*lr)-
(delta_Cf*lf))/Iz ((-delta_Cf*lf*lf)-
(delta_Cr*lr*lr))/(Iz*vx_max)];

E_12=[(-delta_Cf-delta_Cr)/(m*vx_min) d4/m; ((delta_Cr*lr)-
(delta_Cf*lf))/Iz ((-delta_Cf*lf*lf)-
(delta_Cr*lr*lr))/(Iz*vx_min)];

F_1=eye(2);

```

```

E_21=[delta_Cf/(m*vx_max) 0;0 (delta_Cf*lf)/Iz];
E_22=[delta_Cf/(m*vx_min) 0;0 (delta_Cf*lf)/Iz];
F_2=[1;1];
F=-5;
phi=zeros(2,1);
C_0=[C 0];
H=[eye(2);zeros(1,2)];
A_1=[A_01 zeros(2,1);C0 F];
A_2=[A_02 zeros(2,1);C0 F];
A3_a1=[A_1 phi;zeros(1,3) 0];
A3_a2=[A_2 phi;zeros(1,3) 0];
A2_a1=A_01;
A2_a2=A_02;
E_a1=[1 1 1];
E_a2=1;
E1_a=[(E_a1)';(E_a2)'];
E1_11=[E_11;zeros(2,2)];
E1_12=[E_12;zeros(2,2)];
E2_11=E_11;
E2_12=E_12;
F2_1=(F_1)';
G1_21=[E_21;zeros(2,2)];
G1_22=[E_22;zeros(2,2)];
G2_21=E_21;
G2_22=E_22;
J_2=F_2*[1 0];
H1=[H;zeros(1,2)];
H2=eye(2);

```

```

Bm0=[0;1/Iz];

B2_01=[B_01 Bm0];

B2_02=[B_02 Bm0];

%DEFINIR problema
setlmis([]);

%DEFINIR VARIABLES

landa_2=1;
gamma_2=lmivar(1,[1 1]);

P1=lmivar(1,[4 1]); %cuando es del tipo 1(cuadrada) ['tamaño' 1]
P2=lmivar(1,[2 1]);
Q1=lmivar(2,[4 1]); %cuando es del tipo 2(rectangular)
['filas' 'columnas']
Q2=lmivar(2,[4 1]);

epsilon_11=lmivar(1,[1 1]);
epsilon_12=lmivar(1,[1 1]);
epsilon_21=lmivar(1,[1 1]);
epsilon_22=lmivar(1,[1 1]);

%DEFINIR INECUACIONES
PositiveP1 = newlmi;
lmiterm([-PositiveP1 1 1 P1],1,1);

PositiveP2 = newlmi;
lmiterm([-PositiveP2 1 1 P2],1,1);

PositiveEpsilon_11 = newlmi;
lmiterm([-PositiveEpsilon_11 1 1 epsilon_11],1,1);

PositiveEpsilon_12 = newlmi;
lmiterm([-PositiveEpsilon_12 1 1 epsilon_12],1,1);

PositiveEpsilon_21 = newlmi;
lmiterm([-PositiveEpsilon_21 1 1 epsilon_21],1,1);

PositiveEpsilon_22 = newlmi;
lmiterm([-PositiveEpsilon_22 1 1 epsilon_22],1,1);

%PRIMERA MATRIZ THETA

Theta1 = newlmi; %se definen las inecuaciones para theta i
cuando i vale 1
lmiterm([Theta1 1 1 P1],1,A3_a1,'s');
lmiterm([Theta1 1 1 Q1],-1,C_0,'s');

lmiterm([Theta1 1 2 0],zeros(4,2));
lmiterm([Theta1 1 3 0],zeros(4,2));
lmiterm([Theta1 1 4 P1],1,H1);
lmiterm([Theta1 1 5 0],E1_a);

```

```
lmiterm([Theta1 1 6 P1],1,E1_11);
lmiterm([Theta1 1 7 0],zeros(4,2));
lmiterm([Theta1 1 8 P1],1,G1_21);
lmiterm([Theta1 1 9 0],zeros(4,2));

%segunda fila de la matriz

lmiterm([Theta1 2 2 P2],1,A2_a1,'s');
lmiterm([Theta1 2 3 P2],1,B2_01);
lmiterm([Theta1 2 4 P2],1,H2);
lmiterm([Theta1 2 5 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta1 2 6 P2],1,E2_11);
lmiterm([Theta1 2 7 epsilon_11],1,F2_1);
lmiterm([Theta1 2 8 P2],1,G2_21);
lmiterm([Theta1 2 9 0],zeros(2,2));

%tercera fila de la matriz

lmiterm([Theta1 3 3 gamma_2],-1,eye(2));
lmiterm([Theta1 3 4 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta1 3 5 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta1 3 6 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta1 3 7 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta1 3 8 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta1 3 9 epsilon_21],1,J_2');

%cuarta fila de la matriz

lmiterm([Theta1 4 4 gamma_2],-landa_2,eye(2));
lmiterm([Theta1 4 5 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta1 4 6 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta1 4 7 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta1 4 8 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta1 4 9 0],zeros(2,2));

%quinta fila de la matriz

lmiterm([Theta1 5 5 0],-1);
lmiterm([Theta1 5 6 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta1 5 7 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta1 5 8 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta1 5 9 0],zeros(2,2));

%sexta fila de la matriz

lmiterm([Theta1 6 6 epsilon_11],-1,eye(2));
lmiterm([Theta1 6 7 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta1 6 8 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta1 6 9 0],zeros(2,2));

%septima fila de la matriz

lmiterm([Theta1 7 7 epsilon_11],-1,eye(2));
lmiterm([Theta1 7 8 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta1 7 9 0],zeros(2,2));
```

```
%octava fila de la matriz

lmiterm([Theta1 8 8 epsilon_21],-1,eye(2));
lmiterm([Theta1 8 9 0],zeros(2,2));

% novena fila de la matriz

lmiterm([Theta1 9 9 epsilon_21],-1,eye(2));

Theta2 = newlmi; %se definen las inecuaciones para theta i
cuando i vale 2

%primera fila de la matriz

lmiterm([Theta2 1 1 P1],1,A3_a2,'s');
lmiterm([Theta2 1 1 Q2],-1,C_0,'s');
lmiterm([Theta2 1 2 0],zeros(4,2));
lmiterm([Theta2 1 3 0],zeros(4,2));
lmiterm([Theta2 1 4 P1],1,H1);
lmiterm([Theta2 1 5 0],E1_a);
lmiterm([Theta2 1 6 P1],1,E1_12);
lmiterm([Theta2 1 7 0],zeros(4,2));
lmiterm([Theta2 1 8 P1],1,G1_22);
lmiterm([Theta2 1 9 0],zeros(4,2));

%segunda fila de la matriz

lmiterm([Theta2 2 2 P2],1,A2_a2,'s');
lmiterm([Theta2 2 3 P2],1,B2_02);
lmiterm([Theta2 2 4 P2],1,H2);
lmiterm([Theta2 2 5 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta2 2 6 P2],1,E2_12);
lmiterm([Theta2 2 7 epsilon_12],1,F2_1);
lmiterm([Theta2 2 8 P2],1,G2_22);
lmiterm([Theta2 2 9 0],zeros(2,2));

%tercera fila de la matriz

lmiterm([Theta2 3 3 gamma_2],-1,eye(2));
lmiterm([Theta2 3 4 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta2 3 5 0],zeros(2,1));
lmiterm([Theta2 3 6 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta2 3 7 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta2 3 8 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta2 3 9 epsilon_22],1,J_2');

%cuarta fila de la matriz

lmiterm([Theta2 4 4 gamma_2],-landa_2,eye(2));
lmiterm([Theta2 4 5 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta2 4 6 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta2 4 7 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta2 4 8 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta2 4 9 0],zeros(2,2));

%quinta fila de la matriz
```

```
lmiterm([Theta2 5 5 0],-1);
lmiterm([Theta2 5 6 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta2 5 7 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta2 5 8 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta2 5 9 0],zeros(2,2));

%sexta fila de la matriz

lmiterm([Theta2 6 6 epsilon_12],-1,eye(2));
lmiterm([Theta2 6 7 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta2 6 8 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta2 6 9 0],zeros(2,2));

%septima fila de la matriz

lmiterm([Theta2 7 7 epsilon_12],-1,eye(2));
lmiterm([Theta2 7 8 0],zeros(2,2));
lmiterm([Theta2 7 9 0],zeros(2,2));

%octava fila de la matriz

lmiterm([Theta2 8 8 epsilon_22],-1,eye(2));
lmiterm([Theta2 8 9 0],zeros(2,2));

% novena fila de la matriz

lmiterm([Theta2 9 9 epsilon_22],-1,eye(2));

%SEGUNDA MATRIZ THETAQ

Thetaq1 = newlmi; %se definen las inecuaciones para Thetaq i
cuando i vale 1

%primera fila de la matriz

lmiterm([Thetaq1 1 1 P1],-q,1);
lmiterm([Thetaq1 1 2 P1],1,A3_a1);
lmiterm([Thetaq1 1 2 Q1],-1,C_0);
lmiterm([Thetaq1 1 2 P1],k,1);

%segunda fila de la matriz

lmiterm([Thetaq1 2 2 P1],-q,1);

Thetaq2 = newlmi; %se definen las inecuaciones para Thetaq i
cuando i vale 2

%primera fila de la matriz

lmiterm([Thetaq2 1 1 P1],-q,1);
lmiterm([Thetaq2 1 2 P1],1,A3_a2);
lmiterm([Thetaq2 1 2 Q2],-1,C_0);
lmiterm([Thetaq2 1 2 P1],k,1);
```

```
%segunda fila de la matriz

lmiterm([Thetaq2 2 2 P1],-q,1);

lmisys = getlmis;

n=decnbr(lmisys);
c=zeros(n,1);

for i=1:n,
    [gam_i] = defcx(lmisys,i,gamma_2);
    c(i) = gam_i;
end;

[gam_opt,xopt] = mincx(lmisys,c);

gamma_2_opt = dec2mat(lmisys,xopt,gamma_2)

Q1_opt = dec2mat(lmisys,xopt,Q1)
Q2_opt = dec2mat(lmisys,xopt,Q2)

P1_opt = dec2mat(lmisys,xopt,P1)
P2_opt = dec2mat(lmisys,xopt,P2)

epsilon_11_opt = dec2mat(lmisys,xopt,epsilon_11)
epsilon_12_opt = dec2mat(lmisys,xopt,epsilon_12)
epsilon_21_opt = dec2mat(lmisys,xopt,epsilon_21)
epsilon_22_opt = dec2mat(lmisys,xopt,epsilon_22)

L1=inv(P1_opt)*Q1_opt
L2=inv(P1_opt)*Q2_opt

gamma=sqrt(gamma_2_opt)
```

12.2. Modelo simple

Por un lado, realizamos una estimación del ángulo de deriva y la señal corregida de la velocidad de guiñada con un modelo lineal implementado en simulink mediante una función de Matlab:

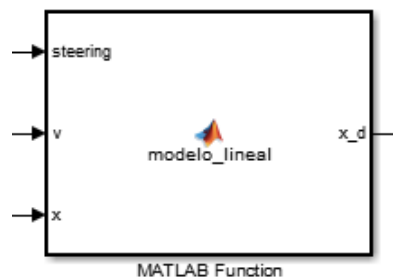


Figura 12- 1: Función Matlab modelo simple en Simulink.

```
function x_d = modelo_lineal(steering,v,x)

m=2100+200+530;

Iz=2975;

Cf=80841; %N/rad
Cr=80841;

lf=1.350; %m
lr=1.750; %m

if v==0
    x_d=x;
else
    A=[ (-Cf-Cr)/(m*v) -1+(((Cr*lr)-(Cf*lf))/(m*v*v)); ((Cr*lr)-(Cf*lf))/Iz (-Cf*lf*lf)-(Cr*lr*lr))/(Iz*v) ];
    B=[ Cf/(m*v); (Cf*lf)/Iz ];
    C_0=[ 0 1 ];
    x_d=(A*x)+(B*steering);
end
```


12.3. Modelo con observador

Nuestro objetivo era el diseño de un sistema para estimar el ángulo de deriva mediante el diseño de un observador:

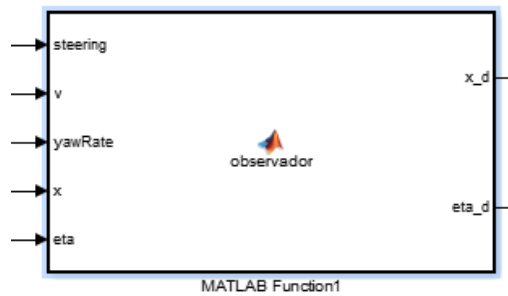


Figura 12- 2: Función Matlab modelo observador en Simulink.

```
function [x_d, eta_d] = observador (steering,v, yawRate, x,
eta)

m=2830;
Iz=2975;

Cf=80841; %N/deg mismo en rueda trasera y delantera
Cr=80841;

delta_Cf=10000; %N/rad
delta_Cr=15000; %N/rad

q=22;
k=25;
F=5;
lf=1.350; %m
lr=1.750; %m

if v==0
    x_d=x;
    eta_d=eta;
else

    vx_min=5;
    vx_max=30;

    phi=zeros(2,1);

    C0=[0 1];
```

```
C=zeros(1,2) 1];

c1=((7*vx_min*vx_min)+(2*vx_max*vx_min)-
(vx_max*vx_max))/(8*vx_min*vx_min*vx_max*vx_max);
d1=((vx_max-vx_min)^2)/(8*vx_min*vx_min*vx_max*vx_max);

c2=((7*vx_max*vx_max)+(2*vx_max*vx_min)-
(vx_min*vx_min))/(8*vx_min*vx_min*vx_max*vx_max);

d2=((vx_max-vx_min)^2)/(8*vx_min*vx_min*vx_max*vx_max);

A_01=[(-Cf-Cr)/(m*vx_max) -1+((Cr*lr)-
(Cf*lf))*c1/m; ((Cr*lr)-(Cf*lf))/Iz -(Cf*lf*lf)-
(Cr*lr*lr))/(Iz*vx_max)];

A_02=[(-Cf-Cr)/(m*vx_min) -1+((Cr*lr)-
(Cf*lf))*c2/m; ((Cr*lr)-(Cf*lf))/Iz -(Cf*lf*lf)-
(Cr*lr*lr))/(Iz*vx_min)];

B_01=[Cf/(m*vx_max);(Cf*lf)/Iz];

B_02=[Cf/(m*vx_min);(Cf*lf)/Iz];

L1=[69.5947;
64.4140;
64.2519;
975.4794];

L2=[80.0292;
-101.1404;
63.4888;
995.6211];

%Sistema con observador

phi_v=1/v;

phi_max=1/vx_min;

phi_min=1/vx_max;

delta_phi=(phi_max-phi_min);

alpha1=(phi_max-phi_v)/delta_phi;

alpha2=(phi_v-phi_min)/delta_phi;

A_phi=alpha1*[A_01 zeros(2,1);C0 F]+alpha2*[A_02
zeros(2,1);C0 F];

B_phi=alpha1*[B_01;0]+alpha2*[B_02;0];

%se calcula L_0 y L_1 a partir de L1 y L2
```

```
L_01=[L1(1);L1(2);L1(3)];  
L_02=[L2(1);L2(2);L2(3)];  
L_0=alpha1*L_01+alpha2*L_02; %3x1  
L_11=[L1(4)];  
L_12=[L2(4)];  
L_1=alpha1*L_11+alpha2*L_12; %1x1  
  
x_d=(A_phi*x)+(B_phi*steering)+(phi*eta)+(L_0*(yawRate-  
C*x));  
eta_d=L_1*(yawRate-C*x);  
  
end
```